



# Refroidissement d'une armoire de Télécommunication avec Bouche Diphasique Thermosyphon

Boubakeur Mecheri

## ► To cite this version:

Boubakeur Mecheri. Refroidissement d'une armoire de Télécommunication avec Bouche Diphasique Thermosyphon. Autre. Université de Technologie de Belfort-Montbéliard, 2011. Français. NNT : 2011BELF0157 . tel-00720653

**HAL Id: tel-00720653**

**<https://theses.hal.science/tel-00720653>**

Submitted on 25 Jul 2012

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# **THESE**

Présentée pour obtenir le grade de

**DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE TECHNOLOGIE DE  
BELFORT-MONTBELIARD ET DE L'UNIVERSITE DE FRANCHE-COMTE**

**Spécialité : Sciences pour l'ingénieur**

Par

**M. Boubakeur MECHERI**

---

## **REFROIDISSEMENT DIPHASIQUE D'UNE ARMOIRE DE TELECOMUNICATION.**

---

**Soutenue le 17 février 2011 devant la commission d'examen composée de :**

M. Pierre PARANTHOEN

Directeur de recherche CNRS, Université de Rouen

Rapporteur.

M. Marc MISCEVIC

Maitre de conférences HDR, Université Paule Sabatier de Toulouse

Rapporteur.

M. Tahar LOULOU

Professeur, Université de Bretagne sud

Examineur.

M. Bertrand BOUDART

Professeur, Université de Caen basse Normandie

Examineur.

M. Stephan LEMASSON

Docteur, France Telecom de Lannion

Examineur.

Mme Hasna LOUAHLIA-GUALOUS

Directeur de thèse.

*Le chemin des vainqueurs est toujours parsemé de beaucoup  
d'efforts, de sueur et parfois de larmes.*

*La joie des victoires compense quelques sacrifices.  
Seulement des gens courageux, volontaires et décidés arrivent à leur fin.*

*La persévérance est le premier pas de la victoire.*

*... À Ma Mère*

## REMERCIEMENTS

J'adresse mes sincères remerciements à celles et ceux qui. Par leur aide et leur soutien moral, ont contribué à la réalisation de ce travail.

Je tiens a remercié Mme Hasna Gualous et M. Stéphan Lemasson pour avoir encadré mes travaux de recherches. Leurs qualités d'écoute, leur présence et conseils avisés ont permis l'aboutissement de ce travail.

Je remercie tous les membres du groupe France Telecom, Division Energie Lannion pour leurs grandes disponibilités et leurs grandes qualités humaines et en particulièrement M. David Nortershauser.

Je ne peux oublier par ailleurs ma famille et mes amis pour leurs encouragements, remerciés toutes celles et tous ceux, qui de près ou de loin, m'ont aidé, par leur travail et leur soutien, à accomplir cette recherche.



## SOMMAIRE

	Pages
<b>SOMMAIRE</b>	<b>i</b>
<b>NOMENCLATURE</b>	<b>Vii</b>
<b>INTRODUCTION GENERALE</b>	<b>1</b>
<b>CHAPITRE I : ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LE REFROIDISSEMENT PAR BOUCLE DIPHASIQUE</b>	
I. ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LE REFROIDISSEMENT PAR BOUCLE DIPHASIQUE	7
I.1. CONTEXTE ET OBJECTIFS	7
I.2. DIFFERENTES TECHNIQUES DE REFROIDISSEMENT	8
I.3. EXEMPLES DE TECHNIQUES DE REFROIDISSEMENT ACTIF	9
I.4. EXEMPLES DE TECHNIQUES DE REFROIDISSEMENT PASSIF	10
I.4.1. Refroidissement par écoulement d'air	11
I.4.2. Refroidissement par changement de phase solide-liquide	12
I.4.3. Refroidissement par changement de phase liquide-vapeur	13
I.4.3.1. Refroidissement par immersion dans un fluide diélectrique	13
I.4.3.2. Refroidissement par caloduc	14
I.4.3.3. Refroidissement par thermosiphon	17
I.4.3.4. Refroidissement par boucle diphasique CPL et LHP	20
I.5. REFROIDISSEMENT DE COMPOSANTS ELECTRONIQUES	24
I.6. CONCLUSIONS	26
<b>CHAPITRE II : DESCRIPTION DES DIFFERENTS DISPOSITIFS EXPERIMENTAUX</b>	
II. DESCRIPTION DES DIFFERENTS DISPOSITIFS EXPERIMENTAUX	29
II.1. DISPOSITIF DE CARACTERISATION THERMIQUE D'UNE ARMOIRE DE TELECOMMUNICATION	30
II.1.1. Présentation du dispositif expérimental	30
II.1.2. Instrumentation de l'armoire de télécommunication	34
II.1.3. Présentation de la plateforme CLIMA	35
II.1.4. Procédure expérimental sur l'armoire de télécommunication	39
II.1.4.1 Procédure de d'exploitation de la plateforme CLIM	39
II.1.4.2 Démarrage des essais	40
II.2. DISPOSITIF EXPERIMENTAL DE CARACTERISATION DES PERFORMANCES THERMIQUES D'UNE BOUCLE THERMOSIPHON	40
II.2.1. Présentation de l'évaporateur	43

II.2.2. Présentation du bloc chauffant	44
II.2.3. Procédure de remplissage de la boucle	46
II.2.4. Choix du fluide caloporteur	47
II.3. PERFORMANCES THERMIQUES DE LA BOUCLE DE REFROIDISSEMENT DANS UNE ARMOIRE DE TELECOMMUNICATION	48
II.3.1. Dispositif expérimental	48
II.3.2. Architecture du dissipateur	50
II.3.3. Architecture du condenseur	53
II.3.4. Armoire de télécommunication et système de refroidissement	53
II.3.5. Instrumentation de l'armoire et du système de refroidissement	55
II.3.6. Procédure expérimentale	56
II.4. CONCLUSIONS	56
<b>CHAPITRE III : RESULTATS EXPERIMENTAUX : COMPORTEMENT THERMIQUE DANS L'ARMOIRE AVEC ET SANS FLUX SOLAIRE</b>	
III : RESULTATS EXPERIMENTAUX : COMPORTEMENT THERMIQUE DANS L'ARMOIRE AVEC ET SANS FLUX SOLAIRE	58
III.1. RESULTATS D'ESSAIS SUR LE PROTOTYPE D'ARMOIRE DE TELECOMMUNICATION SANS FLUX SOLAIRE	58
III.1.1. Résultats d'essais avec ventilation	59
III.1.2. Résultats d'essais sans ventilation	73
III.2. RESULTATS D'ESSAIS SUR LE PROTOTYPE D'ARMOIRE DE TELECOMMUNICATION AVEC FLUX SOLAIRE	77
III.3. CONCLUSIONS	81
<b>CHAPITRE IV. MODELISATION THERMIQUE DE L'ARMOIRE DE TELECOMMUNICATION EN REGIME TRANSITOIRE</b>	
IV. MODELISATION THERMIQUE DE L'ARMOIRE DE TELECOMMUNICATION EN REGIME TRANSITOIRE	83
IV.1. METHODE DE MODELISATION PAR RESEAU NODAL	84
IV.1.1. Analogie thermique/électrique : mise en équations des transferts par analyse nodale	85
IV.2. APPLICATION : MODELISATION D'UN PROTOTYPE D'ARMOIRE DE TELECOMMUNICATION	87
IV.2.1. Maillage de l'armoire de télécommunication	88
IV.2.2. Equations de base	90
IV.2.3. Schémas électriques équivalents	91
IV.2.4. Système d'équations	93
IV.2.6. Calcul du coefficient d'échange convectif	100

IV.3. MODELISATION DES FLUX SOLAIRES ARRIVANT SUR LES SURFACES EXTERNES DE L'ARMOIRE DE TELECOMMUNICATION	102
IV.3.1. Mouvements de la terre	103
IV.3.2. Mouvements apparent du soleil	104
IV.3.3. Relation entre le temps légal et le temps solaire	105
IV.3.5 Exemple de résultats de modélisation du flux solaire	109
IV.4. EXEMPLE DE RESULTATS DE MODELISATION : VALIDATION DE LA PROCEDURE DE RESOLUTION ADOPTEE.	112
IV.4.1. Exemple de résultats de modélisation et de mesures sans flux solaire	112
IV.4.2. Exemple de résultats de modélisation et de mesures avec flux solaire variable	117
IV.5. CONCLUSIONS	121
<b>CHAPITRE V : RESULTATS EXPERIMENTAUX : BOUCLES DE REFROIDISSEMENT</b>	
V. RESULTATS EXPERIMENTAUX : BOUCLES DE REFROIDISSEMENT	124
V.1. RESULTATS D'ESSAIS SUR LES PERFORMANCES THERMIQUES DE LA BOUCLE DE REFROIDISSEMENT	125
V.1.1. RESULTATS D'ESSAIS AVEC L'EAU DISTILLEE COMME FLUIDE CALOPORTEUR	126
V.1.2. RESULTATS D'ESSAIS AVEC LE N-PENTANE COMME FLUIDE CALOPORTEUR	131
V.1.2.1. Réponses de la boucle diphasique en régime transitoire	132
V.1.2.2. Réponses de la boucle diphasique en régime permanent	140
V.2. RESULTATS D'ESSAIS SUR L'ARMOIRE DE TELECOMMUNICATION EQUIPE DE BOUCLE DE REFROIDISSEMENT	143
V.2.1. Réponses du système en régime transitoire	143
V.2.2. Réponses du système en régime permanent	147
V.3. CONCLUSIONS	149
<b>CONCLUSION GENERALE</b>	
CONCLUSION GENERALE	151
<b>REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUE</b>	154
<b>ANNEXE I</b>	161
<b>ANNEXE II</b>	168
<b>FICHES INTERNATIONALES DE SECURITE CHIMIQUE (Pentane et n-Pentane)</b>	186

## NOMENCLATURE

Re	Nombre Reynolds
Nu	nombre de Nusselt : $Nu = A (Gr Pr)^n$
Pr	nombre de Prandtl : $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$
Gr	nombre de Grashoff : $Gr = \frac{g \beta L^3 \Delta T}{\nu^2}$
U	vitesse du fluide
G	accélération gravitationnelle
$\Delta\rho$	Différence de densité
T	Température
P	Pression
L	chaleur latente d'évaporation
H	coefficient de transfert thermique
$\Delta T$	Différence de température
t	Temps
Rth	Résistance thermique
F	facteur de forme,
$\Delta P$	chute de pression (pertes de charge) due mouvement du fluide
$m_c$	le débit massique
D	Diamètre
D	Nombre de mérite
C	Capacités thermiques
G	La conductance thermique
$h_{fg}$	La chaleur latente de vaporisation
G	la pesanteur
L	Longueur caractéristique de la surface d'échange
$C_p$	la chaleur spécifique du fluide.
$I_0$	constante solaire : $I_0 = 1353 \text{ W.m}^{-2}$
$\delta$	l'angle formé par la direction du soleil avec le plan équatorial
a	L'azimut, l'angle que fait la direction de la projection du soleil sur le plan horizontal avec la direction sud

$\omega$	L'angle horaire en degré.
$h$	La hauteur du soleil, l'angle que fait la direction du soleil avec sa projection sur un plan horizontal
TS	L'heure solaire dans la journée
TL	temps légal (heure des montres) du lieu considéré
$I_D$	la densité du flux solaire direct
$I_{DN}$	le rayonnement direct normal reçu par unité de surface placée perpendiculairement à la direction des rayons solaires au niveau de la mer
$I_d$	la densité du flux solaire diffus
$G$	le rayonnement solaire global sur un plan horizontal.
$N_m$	le numéro du mois dans l'année
$N_j$	le numéro du jour dans le mois,
$m_{air}$	la masse d'air optique relative
$a_m$	L'angle entre l'orientation sud et la normale du plan vertical considéré

### ***Symbole Grec***

$M$	viscosité cinématique du fluide
$\beta$	coefficient d'expansion volumétrique
$\mu$	viscosité dynamique du fluide
$\rho$	masse volumique du fluide
$\lambda$	Conductivité thermique
$\Sigma$	constante de Planck
$\varepsilon$	L'émissivité de la source
$A$	la diffusivité thermique
$\Psi$	L'angle entre la projection horizontale et la normale du plan vertical
$\varepsilon$	l'albédo du soleil défini comme étant la fraction du rayonnement incident qui est réfléchi par le sol

### ***Indices***

$\Delta P_{mèche}$	pertes de charges dans la mèche poreuse
$\Delta P_{cannelure}$	pertes de charges dans les cannelures
$\Delta P_{cond}$	pertes de charges au condenseur
$\Delta P_v$	pertes de charges dans la ligne vapeur
$\Delta P_l$	pertes de charges dans la ligne liquide

---

Th	utilisé en transfert thermique
Liq	Liquide
Cond	Condenseur
Evap	Evaporateur
w	Mur
sat	Saturation
Loop	Boucle

## **INTRODUCTION GENERALE**

## INTRODUCTION GENERALE


Les systèmes de refroidissement utilisant les transferts thermiques avec changement de phase ont fait l'objet d'importants efforts de recherche pour répondre à une augmentation croissante des densités de flux à dissiper en raison de l'augmentation de la puissance des systèmes et/ou de la réduction de leur encombrement. Ceci est particulièrement vrai dans le domaine de l'électronique de puissance, où les problèmes de dissipation thermique limitent sensiblement les densités de courant de fonctionnement et la température maximale admissible dépendant des propriétés du silicium. Les techniques de refroidissement par ventilation apparaissent souvent insuffisantes et l'utilisation de techniques de refroidissement plus performantes mettant en œuvre des fluides caloporteurs est nécessaire. On distingue deux catégories de techniques différentes permettant d'augmenter les échanges thermiques : les techniques dites actives comme la convection forcée nécessitant l'utilisation de dispositifs spécifiques tels que : des pompes et/ou des ventilateurs ou l'application d'un champ électrique. Les techniques dites passives comme la modification des états de surface de la paroi ou l'utilisation d'un fluide en changement de phase liquide-vapeur. Les techniques passives sont, à performances égales, préférées aux techniques actives pour des raisons de fiabilité des systèmes et souvent de coûts.

Le changement de phase liquide-vapeur est une technique particulièrement efficace, caractérisée par des coefficients de transfert thermique élevés. Il permet d'obtenir une grande homogénéisation des températures des parois à refroidir sur une large gamme de flux. D'autres techniques d'intensification des transferts sont utilisées telles que la microstructuration des surfaces d'échange ou la réduction des tailles des canaux de circulation de fluide caloporteur. Les progrès en matière de microtechnologies ont permis la réalisation d'échangeurs miniatures et efficaces répondant aux besoins de refroidissement dans différents domaines. Du fait de la faible dimension des canaux, la quantité de fluide caloporteur nécessaire pour assurer le refroidissement des systèmes est réduite ; ce qui contribue à baisser leurs temps de réponse et ce qui est également intéressant lorsque ces fluides sont chers ou néfastes pour l'environnement. Additionné à cela, leur compacité permet d'évacuer de grandes puissances thermiques pour un encombrement réduit malgré qu'elle s'accompagne de chutes de pression élevées.



Le refroidissement par changement de phase et l'utilisation des minicanaux ont fait leurs preuves dans plusieurs applications industrielles. En plus de ces avantages, l'utilisation des systèmes de refroidissement sous forme de boucles de refroidissement passives offrent l'avantage de fonctionner sans aucune pompe mécanique et avec une économie d'énergie supplémentaire. Ces boucles de refroidissement peuvent être appliquées dans le cas où le refroidissement par circulation d'air en convection forcée n'est pas assez performant pour abaisser la température du système à une valeur optimale de fonctionnement. Ce problème est rencontré par France Télécom dans le cas des armoires de télécommunication contenant des équipements actifs (appelés DSLAM ou équipements xDSL). Ces armoires sont implantées à l'extérieur et leur enveloppe externe est soumise à des conditions climatiques sévères (ensoleillement) entraînant des variations de températures au cœur de l'armoire. Actuellement, la puissance maximale de ces armoires est assez limitée afin de maintenir les normes d'environnement climatiques du matériel actif. La norme ETSI impose à ce que la température de l'air à l'entrée des châssis intégrés à l'intérieur de ces armoires soit maintenue entre  $+5^{\circ}\text{C}$  et  $+55^{\circ}\text{C}$ . Une des solutions qui a reçu une attention particulière de France Télécom et qui correspond avec sa politique de développement durable, est l'utilisation des thermosiphons comme système de refroidissement passif pour remplacer les systèmes de refroidissement classiques actuellement utilisés dans les armoires de télécommunication. Le thermosiphon est constitué d'un évaporateur qui dissipe les calories du système et d'un condenseur qui représente la seconde source du système et qui permet de liquéfier la vapeur produite par la première source (l'évaporateur). Ces deux sources sont raccordées par des tubes pour le transport de la vapeur (la ligne vapeur) et le retour du liquide (la ligne liquide). Le condenseur est placé au dessus de l'évaporateur pour assurer la circulation par gravité du fluide de fonctionnement une fois liquéfié.

Ce mémoire décrit les procédures et les résultats obtenus expérimentalement lors de l'étude d'un système diphasique pour le refroidissement d'armoires de télécommunication de France Télécom. Il se compose de cinq chapitres structurés de la manière suivante :

 Le premier chapitre présente une synthèse bibliographique de différents procédés de refroidissement utilisant le processus de changement de phase liquide-vapeur ou solide-liquide. Il décrit les différents mécanismes de refroidissement diphasique passive et leurs différentes applications. Différentes configurations de systèmes de refroidissement passifs sous forme de boucle à deux lignes séparées sont discutées. Cette synthèse bibliographique a


pour objectif d'identifier les principales techniques de refroidissement diphasique passif et leurs faisabilités dans notre cas.

📖 Dans le deuxième chapitre, nous présentons de manière détaillée, les différents dispositifs expérimentaux que nous avons entièrement élaborés dans le cadre de cette thèse. Le premier dispositif permet l'étude de la répartition des températures dans l'armoire de télécommunication sans flux solaire. D'autres essais sont conduits dans la plateforme de France Télécom (CLIMA) en présence de flux solaire simulé qui est décrite dans ce chapitre. Le second dispositif expérimental permet d'étudier les performances thermiques de la boucle dont la dissipation de chaleur est assurée par un bloc chauffant positionné en contact direct avec la base de l'évaporateur. Le troisième dispositif permet d'étudier le comportement thermique de l'armoire de télécommunication contenant la boucle diphasique. Ces dispositifs sont conçus pour étudier le comportement thermique d'un prototype d'armoire de télécommunication fourni par France Télécom. Nous décrivons également dans ce chapitre l'instrumentation de l'armoire et des boucles diphasiques testées. Nous présentons également les conditions générales d'expérimentation et les procédures expérimentales suivies pour effectuer les différents essais.

📖 Dans le troisième chapitre, on présente l'ensemble des résultats expérimentaux concernant la caractérisation thermique des transferts de chaleur au sein de l'armoire. Ces résultats concernent les deux séries d'essais effectués sur l'armoire de télécommunication : la première est conduite au sein du laboratoire sans flux solaire. La seconde est menée chez France Télécom à Lannion dans la plateforme CLIMA en utilisant une armoire exposée à des cycles de densités de flux solaire variable sur 24 h. Ce troisième chapitre présente les résultats effectués sur un prototype d'armoire de télécommunication possédant des boîtiers chauffants dissipant une puissance thermique comparable à celle des armoires réelles de télécommunication.

📖 Dans le quatrième chapitre, nous décrivons la procédure suivie pour modéliser le comportement thermique dans une armoire de télécommunication. L'objectif du modèle qu'on souhaite développer est de prédire la répartition de la température de l'air dans l'armoire et surtout celle à l'entrée des boîtiers chauffants. Le modèle doit calculer les évolutions de la température en régime transitoire. Les conditions d'entrée du modèle sont la température ambiante, la puissance des sources de chaleur représentant les équipements de

télécommunication. L'orientation de l'armoire par rapport au rayonnement solaire sera également prise en compte pour définir les surfaces exposées au soleil. L'ensemble des équations utilisées et la procédure de résolution numérique utilisée sont décrits en détail dans ce chapitre.

 Le dernier chapitre présente les résultats expérimentaux et leurs analyses relatifs aux essais sur le refroidissement d'armoire de télécommunication en utilisant une boucle diphasique. Les résultats de caractérisation des performances thermiques de la boucle diphasique pour assurer le refroidissement des cartes de télécommunication sont présentés. Ces résultats sont expérimentaux et concernent les tests sur la boucle diphasique seule dont le chauffage est assuré par des cartouches de puissances variables. Ce chapitre présente également d'autres résultats d'essais sur l'armoire de télécommunication munie de cette même boucle diphasique en utilisant un condenseur refroidi par l'air ambiant et un évaporateur muni d'ailettes fines.

Ce travail sur le refroidissement diphasique d'une armoire de télécommunication à caractère expérimental s'inscrit dans un contrat de recherche et de développement entre France Télécom et l'Institut FEMTO-ST. L'ensemble des essais se sont déroulés au sein de l'Institut FCLAB situé dans le site de l'Université de Technologie de Belfort Montbéliard à Belfort.

**CHAPITRE I :**

**ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LE REFROIDISSEMENT  
PAR BOUCLE DIPHASIQUE**

## **I. ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LE REFROIDISSEMENT PAR BOUCLE DIPHASIQUE**

Le développement de l'électronique a conduit à une intégration de plus en plus poussée des composants de puissance jusqu'à un demi-million par puce. La technologie utilisée pour la réalisation des puces a évolué en diminuant la consommation d'énergie et en augmentant la densité de puissance dissipée. Cette dernière contribue à l'augmentation de la température des systèmes dépassant celle de fonctionnement ; ce qui freine le développement technologique des systèmes. L'évacuation de la chaleur est donc un problème crucial qui nécessite la conception de systèmes de refroidissement performants afin de maintenir la température à une valeur nominale de fonctionnement. Plusieurs travaux de recherche dans les milieux industriel et universitaire sont conduits dans le but de concevoir des systèmes de refroidissement performants, compacts, moins coûteux et moins encombrants.

Dans ce chapitre, nous présentons un aperçu de différents procédés de refroidissement utilisant le processus de changement de phase liquide-vapeur ou solide-liquide. Différentes configurations de systèmes de refroidissement passifs sous forme de boucle à deux lignes séparées sont discutées.

### **I. 1. CONTEXTE ET OBJECTIFS**

Dans certaines applications, les équipements électroniques peuvent atteindre des niveaux de puissance où le refroidissement par circulation d'air en convection forcée n'est pas assez performant. Ce problème est rencontré par France Télécom dans le cas des armoires de trottoir contenant des équipements de télécommunication actifs. Actuellement, la puissance maximale de ces armoires est assez limitée afin de maintenir les normes d'environnement climatiques du matériel actif. Cette limite conditionne le nombre de clients qu'il est possible de connecter aux services du haut débit. Pour lever ce verrou, la dissipation thermique au sein de l'armoire nécessite l'étude et la conception d'un système de refroidissement d'air afin de respecter la norme ETSI (ETSI EN 300 019-1-3), (European Telecommunication Standard Institute). Cette norme impose une température de l'air à l'entrée des châssis, contenant les équipements actifs, comprise entre 5°C et 55°C.

Dans l'objectif de concevoir un système de refroidissement passif, performant et moins encombrant, la première phase de notre travail de recherche concerne une étude bibliographique sur les différents modes de refroidissement publiés dans la littérature.

## I. 2. DIFFERENTES TECHNIQUES DE REFROIDISSEMENT

Les techniques de refroidissement utilisées sont passives, actives ou hybride (une combinaison entre les techniques passives et actives). Les techniques de refroidissement actives sont basées sur le transfert de chaleur par convection forcée et nécessitent l'utilisation d'une pompe mécanique pour assurer la circulation du fluide caloporteur et un circuit externe pour évacuer la chaleur du système vers l'extérieur. Les techniques de refroidissement passives sont relativement simples et leur utilisation ne nécessite aucune alimentation externe ce qui les rend fiables avec un coût relativement faible. La figure I.1 présente une classification des systèmes de refroidissement passifs suivant les deux modes de transfert de chaleur : direct ou indirect suivant que le fluide caloporteur soit ou ne soit pas en contact avec les composants électroniques.

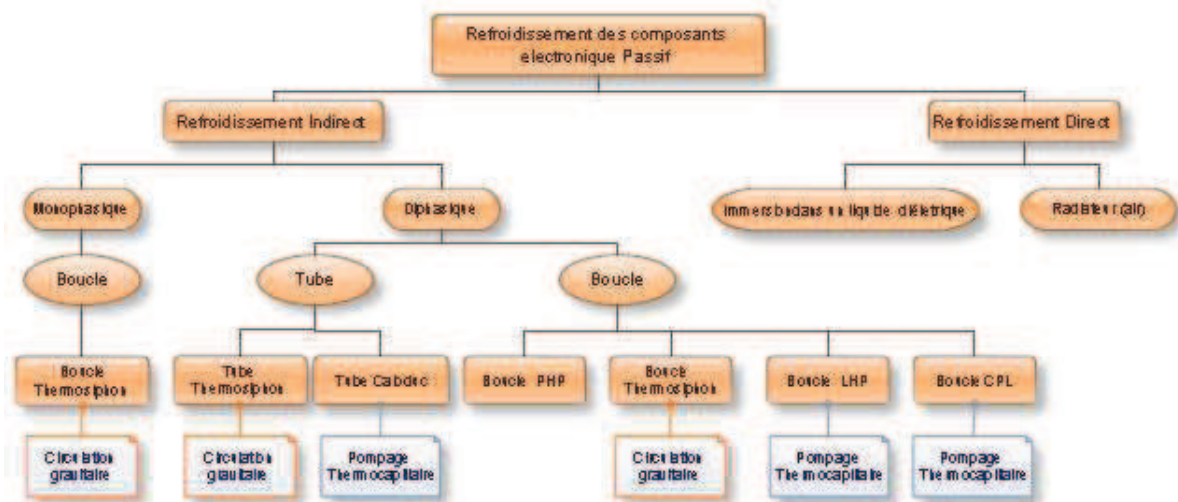


Figure I.1. Classification des systèmes de refroidissement passif.

Dans le cas du refroidissement direct, le fluide de refroidissement doit avoir des bonnes propriétés électriques, à savoir : une résistivité électrique élevée, une résistance au claquage élevée, une faible constante diélectrique, une importante capacité thermique, une faible

viscosité, une faible tension superficielle, une bonne compatibilité avec les matériaux utilisés pour la fabrication des composants, des joints et des récipients. Les fluides les plus souvent utilisés pour le refroidissement direct sont : l'eau, l'eau glycolée (un mélange d'eau et d'éthylène glycol à 62 %), les fréons liquides qui sont d'excellents diélectriques et qui peuvent être utilisés entre  $-65^{\circ}\text{C}$  et  $+100^{\circ}\text{C}$ .

Le choix d'un système de refroidissement repose sur huit facteurs qui doivent être pris en considération d'après l'étude de Robertson (1991), à savoir : la taille, la fiabilité, l'efficacité thermique, le coût, le bruit, les vibrations, la maintenance et les interférences électriques avec le composant à refroidir. En général, il est difficile qu'un système de refroidissement puisse satisfaire pleinement tous ces critères. En effet, il existe des contraintes spécifiques à chaque système de refroidissement dont le choix dépend essentiellement du cahier de charge.

### I. 3. EXEMPLES DE TECHNIQUES DE REFROIDISSEMENT ACTIF

Ce type de refroidissement permet un transfert thermique en utilisant un fluide caloporteur mis en circulation dans un circuit fermé grâce à une pompe mécanique. Le coefficient de transfert thermique par unité de surface dépend du fluide caloporteur. Il est plus important pour l'eau et peut être jusqu'à 100 fois plus grand que pour l'air (figure I.2). En outre, l'eau a une chaleur spécifique qui est quatre fois plus grande que celle de l'air.

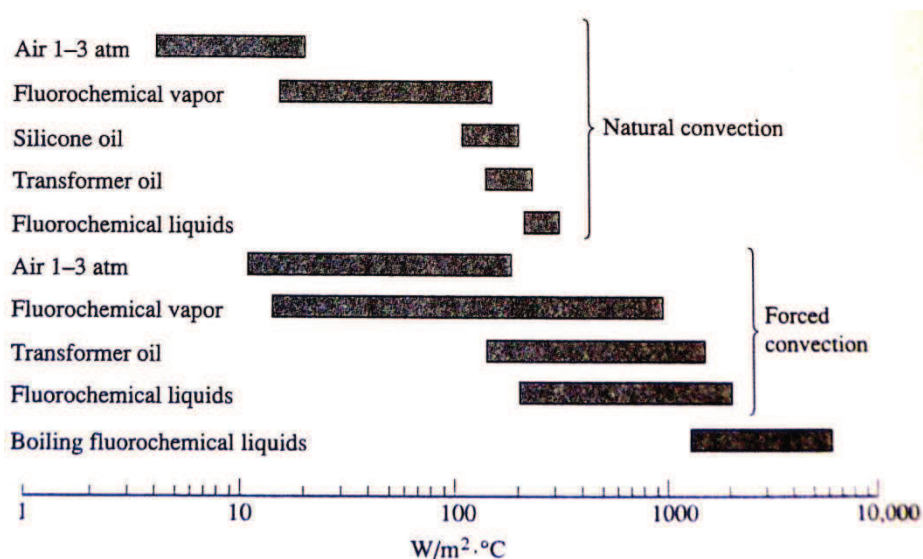


Figure I.2. Variation du coefficient d'échange de chaleur en fonction du fluide caloporteur et du mode de refroidissement.

Dans les systèmes de refroidissement par air, la chaleur est transférée à l'air ambiant qui est ensuite remplacé par l'air frais. Lors du refroidissement par un liquide, une boucle fermée est utilisée dans laquelle le fluide de refroidissement doit être refroidi ; ceci est accompli généralement par un échangeur secondaire air-liquide. Dans ce type de circuit de refroidissement, on trouve outre l'équipement électronique à refroidir, une pompe, un régulateur de débit, un réservoir de stockage et enfin un échangeur thermique (figure I.3). Parfois, la pompe est utilisée pour pulvériser le liquide de refroidissement directement sur les composants électroniques afin d'évacuer la chaleur dissipée.

Parmi les facteurs intervenant lors de la conception de cette installation sont : la puissance du système, la nature du fluide caloporteur, la température d'entrée, etc.

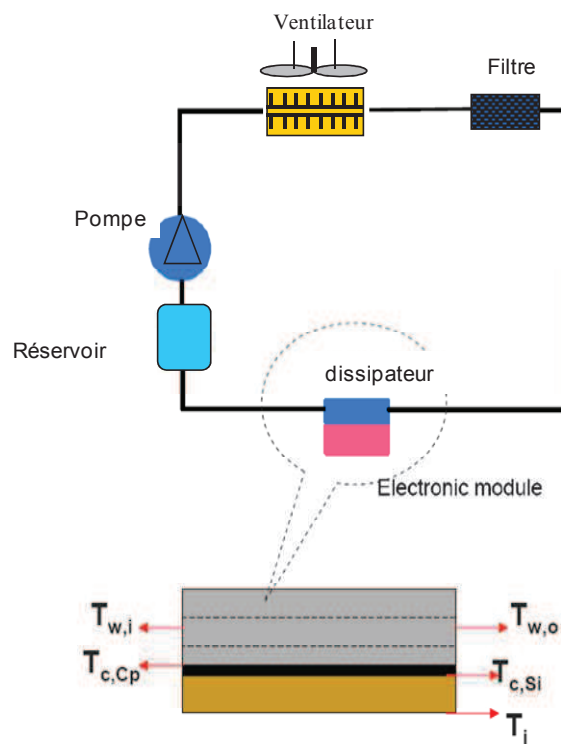


Figure I.3. Circuit de refroidissement actif.

## I. 4. EXEMPLES DE TECHNIQUES DE REFROIDISSEMENT PASSIF

### I.4.1. Refroidissement par écoulement d'air

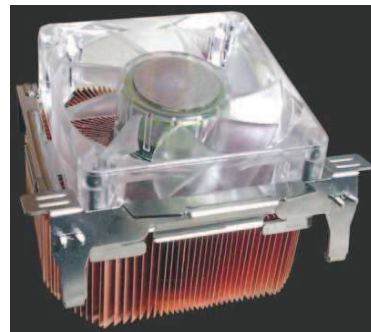
C'est le système de refroidissement le plus simple à utiliser pour évacuer la puissance



thermique vers l'air environnant par convection naturelle ou forcée. Il ne nécessite aucun équipement annexe. La figure I.4 présente des photos de systèmes de refroidissement par écoulement d'air où le transfert thermique s'effectue par convection naturelle (figure I.4a) ou par convection forcée en utilisant un ventilateur (figure I.4b). Comme le coefficient d'échange en convection naturelle entre l'air et la surface des ailettes reste faible, la surface d'échange est généralement augmentée, ce qui conduit à des formes de radiateurs plus ou moins complexes suivant la valeur des puissances à dissiper. Le refroidissement par convection naturelle ne s'adresse qu'à des faibles puissances thermiques, inférieures à 50 W. Au delà de cette valeur, il est nécessaire d'assurer un mouvement d'air par convection forcée afin d'assurer une évacuation du flux thermique tout en gardant un volume convenable pour le dissipateur. L'inconvénient du refroidissement par convection forcée est l'utilisation d'un ventilateur et d'autres équipements encombrants tels que des conduits, des filtres, etc. Ceci entraîne : (i) une réduction du rendement électrique du système à cause de la puissance électrique consommée pour l'alimentation du ventilateur, et (ii) une augmentation des vibrations et du bruit.



(a)



(b)

Figure I.4. Exemple de système de refroidissement par air:

(a) par convection naturelle, (b) par convection forcée

Outre l'utilisation d'un ventilateur, l'inconvénient du refroidissement par convection forcée est le risque d'encrassement du radiateur à cause des dépôts de poussières provenant de l'air ambiant. Ceci réduit l'efficacité énergétique du système de refroidissement et augmente le risque de claquage électrique.

L'utilisation des ailettes dans les systèmes de refroidissement a pour but d'augmenter la surface d'échange et par conséquent, d'améliorer l'évacuation de la chaleur vers l'air ambiant. Les ailettes sont fabriquées en matériau très bon conducteur de la chaleur tel que l'aluminium

et sont généralement peintes en noir pour augmenter leur émissivité. La géométrie des ailettes peut être améliorée pour créer un mouvement d'air turbulent qui améliore le transfert de chaleur vers l'air ambiant. Un des moyens utilisés est l'utilisation de cannelures afin d'améliorer la dissipation de la chaleur.

#### I.4.2. Refroidissement par changement de phase solide-liquide

Les matériaux à changement de phase solide-liquide se liquéfient en augmentant leur température dans une gamme de 40 à 70°C (Figure I.5). Ils sont composés d'un mélange de liants organiques, de fines particules remplies en céramique pour l'amélioration thermique, et éventuellement, d'un substrat sous forme d'une feuille d'aluminium ou d'un treillis de verre tissé. Lors du changement de phase solide-liquide, le PCM (Matériau à Changement de Phase) stocke à une température constante de la chaleur qu'il prélève au système à refroidir.



(a)



(b)

Figure I.5. Refroidissement par changement de phase solide-liquide :

(a) PCM, (b) exemple d'application.

La quantité de chaleur stockée est proportionnelle à l'enthalpie de changement de phase du matériau et à sa masse. Cette chaleur est rejetée à l'extérieur en combinant les systèmes à PCM avec d'autres dissipateurs de chaleur tels que : les caloducs, les spreaders, etc. (Wirtz et al. 1999, Fosset et al. 1998, Mulligan et al. 1994, Pal et al. 1996, O'Connor, 1997). Les performances thermiques des matériaux à changement de phase ont été étudiées dans la littérature par plusieurs auteurs (Bauer et Wirtz, 2000, Zheng et Wirtz, 2001a, 2001b, Armstrong, 1967). Des auteurs (Mondieig, 1994) ont montré que l'application des PCM est bien adaptée pour la dissipation thermique de la chaleur en régime transitoire. En effet, le stockage de la chaleur peut être effectué dans les périodes de pic de températures et le rejet de cette charge thermique peut être fait au moment où la température est en dessous de celle de

fusion du PCM. Cette technique de refroidissement permet de réduire la taille du système, son coût et son encombrement. L'inconvénient majeur de cette technique de refroidissement passif est la résistance thermique qui est élevée.

#### **I.4.3. Refroidissement par changement de phase liquide-vapeur**

Le mode de refroidissement par changement de phase liquide-vapeur est considéré comme l'un des moyens les plus efficaces et les plus adaptables pour refroidir les systèmes énergétiques. En effet, comme pour le cas des PCM, la quantité de chaleur dissipée dépend du débit massique du fluide caloporteur et de sa chaleur de vaporisation. L'avantage majeure très apprécié par ce mode de refroidissement est la possibilité d'assurer la circulation du fluide caloporteur sans aucune pompe mécanique. Ceci permet de réduire l'encombrement du circuit, diminuer le bruit et la consommation énergétique.

Ce mode de refroidissement est utilisé dans trois classes de systèmes de refroidissement qui diffèrent les uns des autres suivant leurs configurations :

- refroidissement par immersion dans un fluide diélectrique,
- refroidissement par caloducs,
- refroidissement par boucle diphasique à 2 lignes.

##### ***I.4.3.1. Refroidissement par immersion dans un fluide diélectrique***

Ce mode de refroidissement consiste à immerger le système à refroidir dans un fluide diélectrique dans lequel le transfert de chaleur s'effectue par ébullition au niveau de l'interface surface-fluide. Il est utilisé depuis 1948 pour le refroidissement de composants de puissance dans les radars (Cochran, 1968). Cependant, à partir des années 70, de nombreux chercheurs se sont activés pour conduire des travaux de recherche sur ce mode de refroidissement (Asch, 1965, Yamada et al. 1980, Rollet, 1980, Nakayama, 1987), en raison de l'augmentation des puissances des systèmes énergétiques. La figure I.6 présente des exemples de systèmes de refroidissement par immersion étudiés par Bar-Cohen (1983). Les composants à refroidir sont placés dans une enceinte étanche partiellement remplie avec un fluide diélectrique. Le refroidissement de ces composants est assuré par ébullition du fluide caloporteur. La vapeur produite est ensuite condensée dans un échangeur de chaleur refroidi par l'air en convection naturelle ou par un liquide en convection forcée. Les figures I.6a et I.6b montrent deux configurations où le condenseur est placé à l'extérieur de l'enceinte. La figure I.6c montre une troisième configuration du système de refroidissement où le condenseur est placé à l'intérieur de

l'enceinte. La figure I.6d présente une dernière configuration où l'encombrement est réduit. La condensation de la vapeur est réalisée par placement d'ailettes sur la surface externe de l'enceinte.

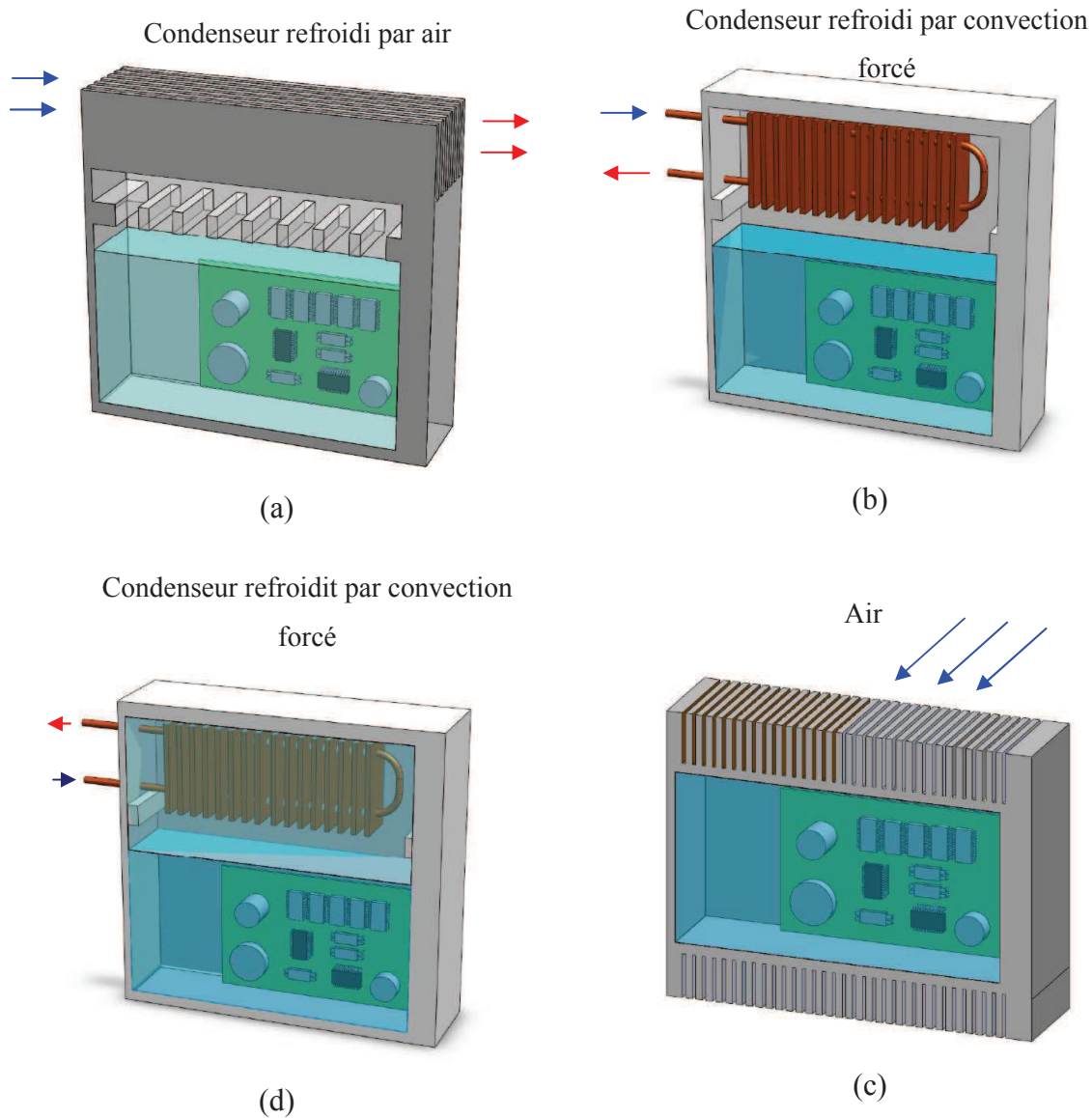


Figure I.6. Systèmes de refroidissement par immersion dans un fluide (Cengel, 1998).

#### I.4.3.2. Refroidissement par caloduc

Le caloduc est un système de refroidissement diphasique fermé dont le fonctionnement est basé sur une circulation en boucle fermée du fluide caloporteur. Les caloducs sont caractérisés par : une conductivité thermique très élevée, un fonctionnement quasi isotherme et un contrôle de la température. Ils fonctionnent sans aucune pièce en

mouvement ce qui réduit le bruit et nécessite peu de maintenance. Les forces générant la circulation du fluide caloporteur peuvent être aussi : capillaires, électrostatiques, magnétiques ou osmotiques. Les caloducs sont simples à concevoir et peuvent être réalisés dans une gamme de géométrie très diversifiée. Toutes ces caractéristiques représentent les raisons pour lesquelles les caloducs sont utilisés dans des champs d'application très larges, qui visent des objectifs différents à savoir : (i) dissiper des puissances thermiques élevées avec un faible écart de températures, (ii) évacuer une puissance thermique variable à une température constante, (iii) uniformiser la température du système, (iv) adapter la densité de flux thermique entre une source chaude et une source froide de surface très différentes.

La figure I.7 montre un schéma de principe d'un caloduc à structure capillaire. En général, les caloducs sont constitués d'une zone adiabatique séparant la source et le récepteur de chaleur et formant un espace d'écoulement pour le fluide caloporteur. Cette zone est nécessaire pour transférer la chaleur sur des distances assez importantes. Les caloducs sont composés d'une enveloppe étanche munie toute sa surface interne d'un réseau capillaire et d'une petite quantité d'agent thermodynamique fluide qui, à l'état liquide, sature la structure capillaire. Cet agent doit respecter des conditions très strictes de compatibilité chimique avec la structure et l'enveloppe. Cette dernière peut être fabriquée en utilisant des matériaux choisis en fonction des conditions de travail : acier inoxydable, aluminium, cuivre, etc. L'enceinte aussi nommée container, doit rester stable à la différence de pression existante au sein du caloduc, et doit assurer une certaine rigidité de la structure du caloduc.

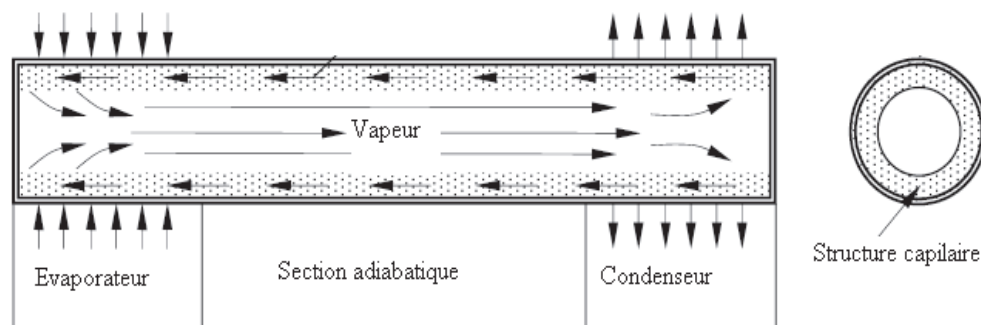
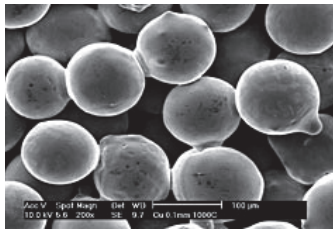


Figure I.7. Schéma de principe d'un caloduc.

Le transfert thermique dans l'évaporateur s'effectue à travers le fluide caloporteur et la structure capillaire qui a une conductivité thermique plus élevée que celle du fluide caloporteur. La figure I.8 présente des exemples de structures capillaires utilisées dans des caloducs. Ces structures sont sous forme de rainures (figure I.8a) où de sphères de cuivre

frittées (figure I.8b). L'évaporation du fluide caloporteur crée un mouvement de vapeur orienté vers la zone de condensation. Le flux massique de la vapeur produite peut être laminaire ou turbulent selon la puissance dissipée. Il est éloigné de l'interface vapeur-liquide qui a une rétraction dans la structure capillaire créant ainsi des rayons de courbure très accentués (figure I.9a). Dans la zone de condensation, la pression de la vapeur se condense et sa pression diminue. Avec le développement du processus de condensation, les pores de la structure capillaire deviennent saturés et le rayon de courbure de l'interface vapeur-liquide s'élargi (figure I.9b). La pression capillaire est inversement proportionnelle au rayon de courbure de l'interface liquide-vapeur. Par conséquent, cette pression s'annule dans le condenseur. La courbure du ménisque dans l'évaporateur provoque une différence de pression capillaire entre l'évaporateur et le condenseur favorisant l'écoulement du liquide vers l'évaporateur et la vapeur vers le condenseur. La quantité de chaleur de condensation est transférée à travers les parois du caloduc vers le récepteur de chaleur externe. Le condensat est ensuite pompé par capillarité dans la structure perméable du condenseur vers l'évaporateur.

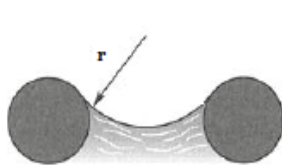


(a)

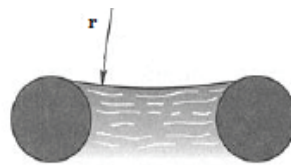


(b)

Figure I.8. Structures capillaires : (a) sphères de cuivre frittées, (b) rainures.



(a)



(b)

Figure I.9. Formes du ménisque : (a) évaporateur, (b) condenseur.

Vu l'efficacité énergétique et la durée de vie des caloducs, les applications des caloducs sont de plus en plus variées. Les caloducs ont été utilisés avec beaucoup de succès dans l'industrie spatiale aux Etats-Unis pour transférer la chaleur de la partie chauffée des satellites vers l'espace. D'autres applications pratiques des caloducs sont courantes dans l'industrie



électronique. La différence principale entre les applications spatiales et les utilisations terrestres réside dans l'influence des forces de gravité sur l'écoulement du fluide et plus particulièrement sur l'écoulement de la phase liquide. Le positionnement du caloduc dans le champ de gravité revêt ainsi une importance capitale. Les forces capillaires utilisées dans les applications spatiales sont en général faibles et ne sont surtout pas fonction de la longueur du caloduc, alors que les forces de gravité sont volumiques et donc dépendantes de la hauteur du liquide. Ainsi, les caloducs seront en général positionnés de telle sorte que la gravité favorise le retour du liquide du condenseur vers l'évaporateur.

Dans la littérature, beaucoup de travaux sont publiés sur les caloducs. Le tableau I.1 présente un récapitulatif de quelques un.

#### I.4.3.3. Refroidissement par thermosiphon

A la différence d'un caloduc, un tube thermosiphon fonctionne sans mèche poreuse. Le retour du condensat vers l'évaporateur s'effectue sous l'effet des forces gravitationnelles. Le thermosiphon est un dispositif simple et peu coûteux qui permet de transférer la chaleur du système vers l'extérieur. Le mouvement de la vapeur de l'évaporateur vers le condenseur s'effectue sous l'effet des forces de flottabilité causées par la variation de la densité du fluide caloporteur. La figure I.9 présente un schéma de principe d'un thermosiphon en tube fermé. On remarque la présence de trois zones séparées : une zone d'évaporation, une zone adiabatique et une zone de condensation permettant le transfert de chaleur dissipée du système vers le milieu extérieur.

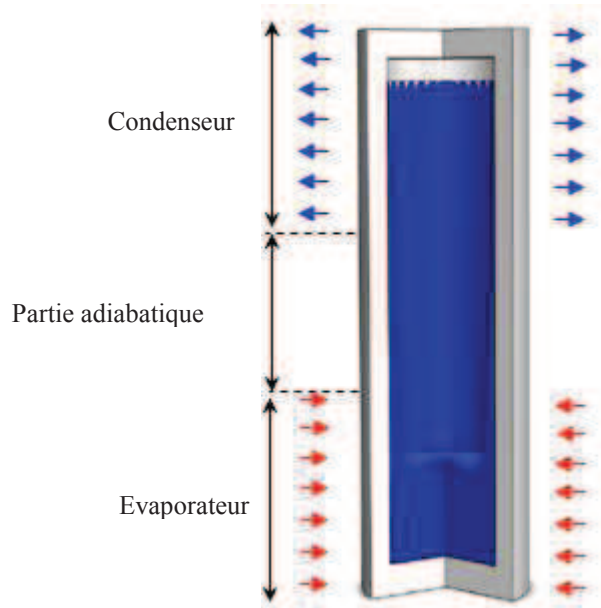


Figure I.10. Schéma de principe d'un tube thermosiphon.

Référence	Type de mèche	Fluide	Puissance dissipée	Température de fonctionnement
F. Edelstein (1975)	cannelé	-	800 W	-
Saaski et al. (1975)	tamis fin étroitement enveloppé	Methane	20 W	100 K
		R-21	20 W	293 K
Wright et al. (1976)	tamis à mailles brut en spirale encapsulé par l'enveloppe externe à maille fine	Methane, ethane	110 W	100 – 200 K
Peeples, et Calhoun (1977)	cannelures axiales	Ammoniaque	20 W	293 K
	Tube multi artère centrale, mèche d'écran	R-21	20 W	293 K
Mathieu et al. (1980)	mèche homogène	Ammoniaque	100 W	293 K
Meier et al. (1981)	d'écran de mèche agglomérée annulaire concentrique	Sodium	15000 W	1400 K
Ernst (1981)	325 mèches inoxydables	Sodium	3800 W	923 K
Merrigan et al.(1984)	Mèche inoxydable	Sodium	1950 W/cm <sup>2</sup> Flux axial	1000 K
Shaubach et Germert (1985)	Cannelure spirale	Acetone	135 W	333 K
	Ecran	Acetone	690 W	333 K
	Poudre métallique	Acetone	2350 W	333 K
Hwangbo et Joost (1988)	écran axiale agglomérée	Ammoniaque	3500 W	300 K
Peterson (1991)	5 couche et 100 maille écran inoxydable de	Ammoniaque	45 W	313 K
Gernert et Brown (1995)	Polymère poreux	Methanol	45 W	$\Delta T = 20$ K
Schweickart et Buchko (1998)	écran maille roulée	Ammoniaque	30 W	249 – 273 K
			20 W	249 K
			30 W	273 K
Shaoning et His-Shang (1999)	ressort de cuivre	L'eau	-	-
Muenzel, et al (1977)	écran d'acier inoxydable de 160 mailles	Ammoniaque	30 W	303 K



Les tubes thermosiphon sont généralement fermés utilisant le processus de transfert de chaleur par ébullition et condensation du fluide caloporteur (figure I.10). Ils contiennent une quantité de fluide caloporteur bien définie qui joue un rôle prédominant dans le transport de l'énergie thermique d'un bout à l'autre. La première application pratique d'un thermosiphon a été conduite par Schmidt dans le but de refroidir les pales de rotor d'une turbine à gaz. Par conséquent, le thermosiphon a été jugé apte pour diverses autres applications. Une étude détaillée a été menée par Davies et Morris (1965) et par Lee et al. (1971) qui ont suggéré que les thermosiphons peuvent être classés en fonction de : la nature des frontières (thermosiphon ouvert ou thermosiphon fermé), la nature des forces (gravitationnel ou centrifuge), le nombre de phase présentes (monophasique ou diphasique), le régime de transfert de chaleur (convection libre ou convection mixte).

Le refroidissement par thermosiphon peut être effectué sous forme de boucle permettant le transfert d'une quantité d'énergie du système à refroidir vers le condenseur. La circulation du fluide caloporteur s'effectue d'une manière naturelle dans des conduites reliant les deux sources. En effet, le fluide caloporteur est évaporé dans la première source et est ensuite transféré vers une deuxième source placée plus loin de la première via une ligne vapeur. Dans cette deuxième source le fluide caloporteur cède sa chaleur au milieu ambiant et retourne à l'état liquide vers l'évaporateur via une ligne liquide. Cela crée une différence de température et donc un gradient de densité le long de la boucle. Le champ de force gravitationnelle dans la ligne liquide active les forces de flottabilité dans la ligne vapeur. En outre, un thermosiphon utilise la différence de la pression de saturation entre les deux sources pour provoquer l'écoulement du fluide caloporteur dans la boucle. La configuration géométrique d'une boucle thermosiphon doit être faite de telle sorte que le condensat peut refluer vers le bas de l'évaporateur sous l'effet des forces de gravité. En état d'équilibre, la force de flottabilité est équilibrée par les pertes de pression le long du tuyau. L'avantage principal d'une boucle thermosiphon est le transport de chaleur d'une source à une autre.

Les boucles thermosiphon sont utilisées dans plusieurs applications et la recherche dans ce domaine a augmenté de façon spectaculaire. Des études sont conduites sur la modélisation et les tests des boucles thermosiphon (Andvig et Rotating, 1956, Bayley et Martin, 1971, Larkin, 1970, Palm et Tengblad, 1996, Ramaswamy et al. 2003, Nakayama et al. 1984, Ramaswamy et al. 2004, Khodabandeh, 2005a, 2005b, 2004, Yuan et al. 2000, Yuan et al. 2001.) **Erreur ! Source du renvoi introuvable.** De nombreux chercheurs se sont concentrés sur l'étude des boucles thermosiphon diphasique en particulier, l'identification des zones de transition des régimes d'écoulement, la mesure du transfert de chaleur et de la chute de pression par

frottement, les instabilités hydrodynamiques, etc. D'autres études ont été menées sur les effets de différents paramètres sur les performances thermiques des boucles thermosiphon (Ramaswamy et al. 2004, Chu et al. 1999). Ramaswamy et al. (2004) ont employé les microstructures proposées par Nakayama et al. (1984) qui ont étudié l'influence du confinement dans l'évaporateur et de la charge sur les performances thermiques de la boucle. Ramaswamy et al. (1999) ont étudié la performance thermique d'un thermosiphon diphasique, l'effet du sous refroidissement et pression de fonctionnement (40-350 kPa) sur le rendement du thermosiphon. La structure renforcée utilisée démontre une presque augmentation de 2,5 fois dans le transfert de chaleur par rapport à un bloc solide de la même taille. D'autres auteurs (Khodabandeh, 2005a, 2005b, 2004) ont étudié l'influence de la pression du système sur le coefficient de transfert de chaleur dans une boucle thermosiphon. Ils ont conclu que la pression a un effet significatif sur le coefficient transfert de chaleur dans les canaux étroits de l'évaporateur thermosiphon.

#### I.4.3.4. Refroidissement par boucle diphasique CPL (Capillare Pumped Loop) et LHP(Loop Heat Pipe)

Ces boucles diphasiques fonctionnent passivement grâce aux forces capillaires produites dans une structure poreuse (figures I.11). Elles fonctionnent sur le principe de séparation de deux phases dans leur évolution d'une extrémité à l'autre. Ceci permet de supprimer d'une part les interactions à l'interface liquide-vapeur dans les écoulements en zone adiabatique, et permet d'autre part de gérer de façon indépendante les pertes de charge dans chaque phase lors du dimensionnement. Seule la partie évaporateur est munie d'un milieu capillaire qui impose un saut maximal de pression. Ce dernier doit compenser l'ensemble des chutes de pression générées par la circulation du fluide dans les différents éléments de la boucle.

$$\Delta P_{\text{capillaire}} = \Delta P_{\text{mèche}} + \Delta P_{\text{cannelure s}} + \Delta P_v + \Delta P_{\text{cond}} + \Delta P_l \quad (\text{I.1})$$

avec :

$\Delta P_{\text{mèche}}$  : pertes de charges dans la mèche poreuse,

$\Delta P_{\text{cannelure s}}$  : pertes de charges dans les cannelures,

$\Delta P_{\text{cond}}$  : pertes de charges au condenseur,

$\Delta P_v$ : pertes de charges dans la ligne vapeur,

$\Delta P_l$ : pertes de charges dans la ligne liquide.

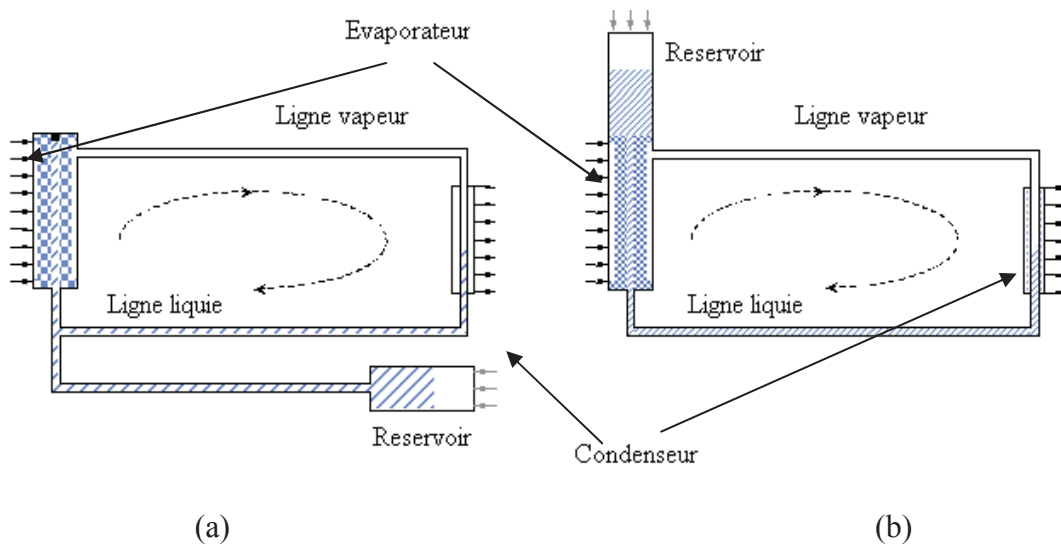


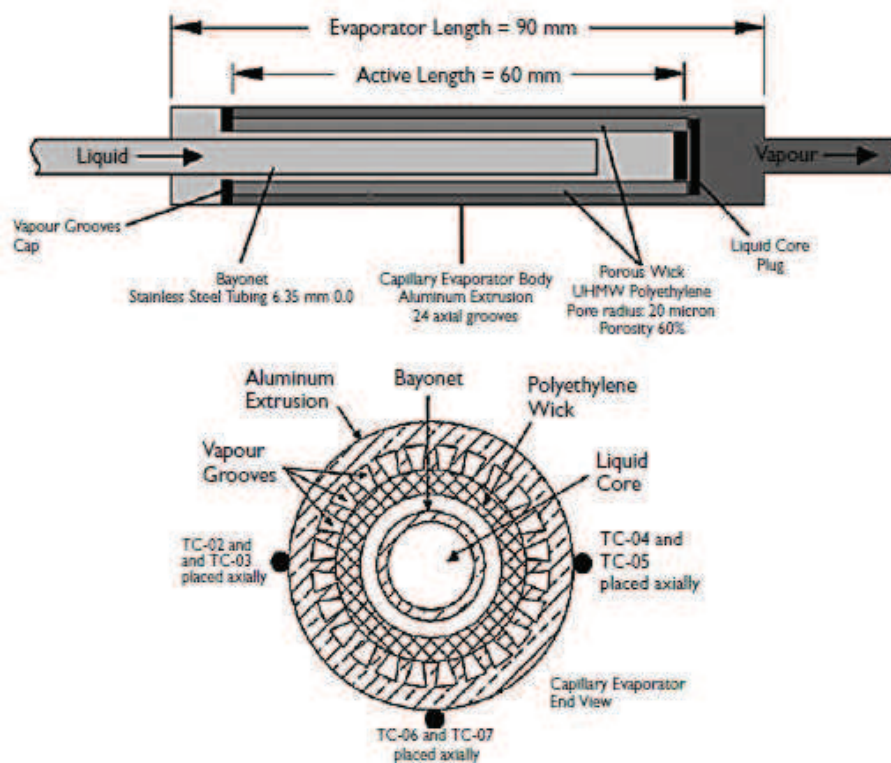
Figure I.11 Boucles diphasiques : (a) CPL, (b) LHP

Le plus souvent, la structure poreuse peut être assimilée à un enchevêtrement de canaux capillaires. Le choix de la mèche poreuse est essentiel et la répartition des pores doit être la plus homogène possible. La puissance appliquée au niveau des évaporateurs sert à chauffer le liquide en provenance du condenseur jusqu'à la saturation, et éventuellement le vaporiser et le surchauffer.

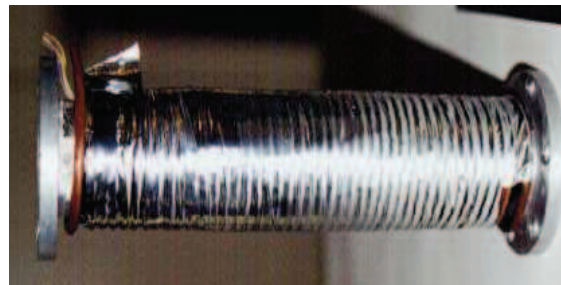
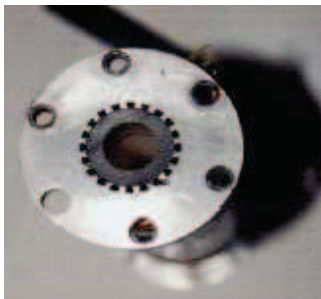
Les boucles diphasiques sont devenues des équipements importants pour le contrôle thermique qui exige un ajustement précis de la source de chaleur. Deux systèmes différents sont distingués (Figure I.11) : les CPL (Stenger, 1966) et les LHP (Gerasimov, 1975). Ces deux dispositifs possèdent des configurations différentes suivant la position du réservoir dans le circuit. Dans la boucle CPL, le réservoir et l'évaporateur sont séparés par une conduite de liquide. La boucle LHP est caractérisée par un fort couplage thermo hydraulique entre le réservoir et l'évaporateur qui contribue à stabiliser la boucle. Le réservoir et l'évaporateur sont connectés dans un seul composant. Une mèche secondaire est installée entre celle de l'évaporateur (appelé mèche primaire) et le réservoir. La mèche primaire est faite de pores fins dans le but de développer une pression capillaire élevée pour faire circuler le fluide caloporteur dans la boucle (figure I.11). La mèche secondaire est faite de grands pores afin de contrôler le flux de fluide caloporteur entre le réservoir et l'évaporateur.

Ces boucles sont considérées comme remplaçant des caloducs pour des puissances dissipées comprises entre 500 W et 24000 W. La configuration d'écoulement dans des conduites séparées conduit à des performances maximales supérieures aux caloducs. Toutefois, le fonctionnement des boucles diphasiques peut être très instable et parfois très difficile à faible puissance. L'avantage des boucles diphasiques est la séparation des deux phases qui présente

l'avantage de réduire les pertes de charge dans l'écoulement liquide et d'éviter les problèmes liés à l'écoulement en contre courant des phases liquide et vapeur. Le réservoir dans les boucles CPL et LHP prend une fonction de régulateur. Il fixe la pression du système et donc la température d'évaporation du fluide caloporteur. Il sert de vase d'expansion dans la boucle notamment lors des phases de démarrage de la boucle ou de variation de puissance. Il permet aussi d'assurer une réserve de liquide pour compenser la présence de micro fuites dans le circuit.

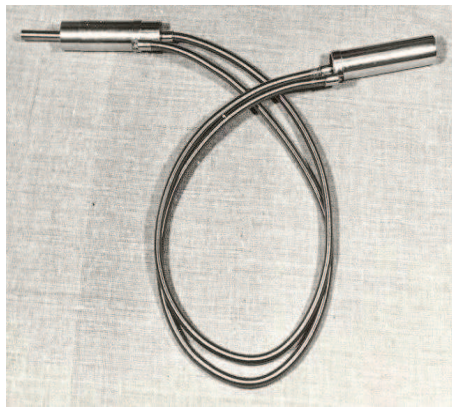


(a)

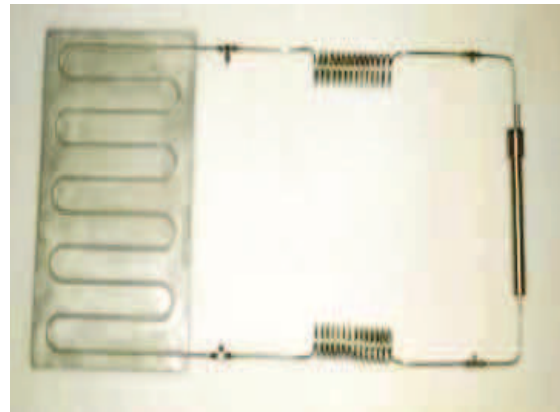


(b)

Figure I.11. Evaporateurs (Bazzo et Riehl, 2003) : (a) schéma de principe, (b) photo de l'évaporateur



(a)



(b)

Figure I.12 Boucles diphasiques flexibles




Géométrie de la boucle	Taille de la boucle
	Bazzo et Riehl, (2003) Longueur effective : 450mm diamètre d'évaporateur : 20mm diamètre ligne vapeur : 6/4mm diamètre ligne liquide : 4/3mm densité de flux max : 130W/cm <sup>2</sup>
	Delil et al. (2003) Longueur effective : 2000mm diamètre d'évaporateur : 24mm diamètre ligne vapeur : 6mm diamètre ligne liquide : 4mm Capacité maximale : 900W
	Maydanik et al. (1971) Dimension : 229*127mm Poids : 126 g Fluide : Ammoniaque Capacité maximale : 5 à 10 W

Tableau I.2. Exemples de boucles CPL/LHP



L'analyse théorique des différents aspects de fonctionnement des boucles CPL/LHP est présentée dans de nombreuses publications (Maydanik et al. 1975, Murakoa et al. 2001, Bazzo et Riehl 2003, Hamdan et al. 2002, Pouzet et al. 2004, Khodabandeh 2004). Les technologies CPL et LHP gagnent actuellement l'acceptation dans la communauté aérospatiale. Un des avantages des boucles CPL/LHP réside dans leur grande capacité de transférer la chaleur à des distances importantes et suivant différentes orientations de la boucle par rapport à la pesanteur. Cela a permis de concevoir des boucles diphasiques flexibles qui répondent à n'importe quelle orientation et à différentes applications. La figure I.12 présente deux exemples de boucles diphasiques flexibles permettant de dissiper des puissances thermiques de 90W.

Le tableau I.2 présente d'autres exemples de configurations de boucles LHP et CPL appliquées dans l'aérospatiale.

Réversibilité des boucles LHP : Elle est considérée comme une qualité spécifique aux boucles LHP à la différence des caloducs et des CPLs. Les boucles CPL sont considérées comme une diode thermique qui peut transférer la chaleur seulement dans une seule direction à partir de l'évaporateur au condenseur. La possibilité d'inverser le sens de transfert de la chaleur fut un des besoins rencontré pour le cas des satellites de communication de télévision dans une orbite géostationnaire. À cet égard des LHPs réversibles spéciales ont été développées (RLHPs) utilisant deux évaporateurs semblables capables d'agir en tant que condenseurs pendant l'inversion du transfert de la chaleur dans les deux sources (Figure I.13).

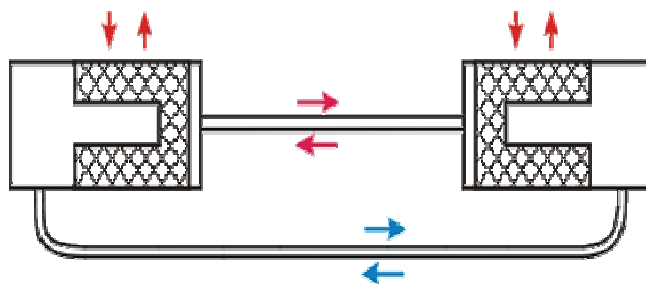
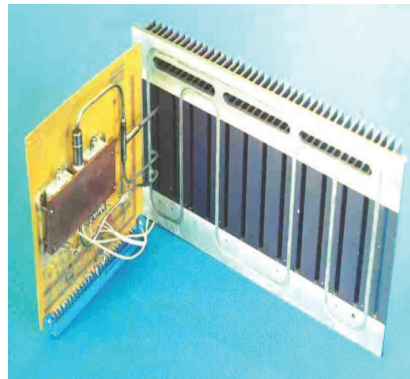


Figure I.13. Boucle LHP inversée (Delil et al. 2003)

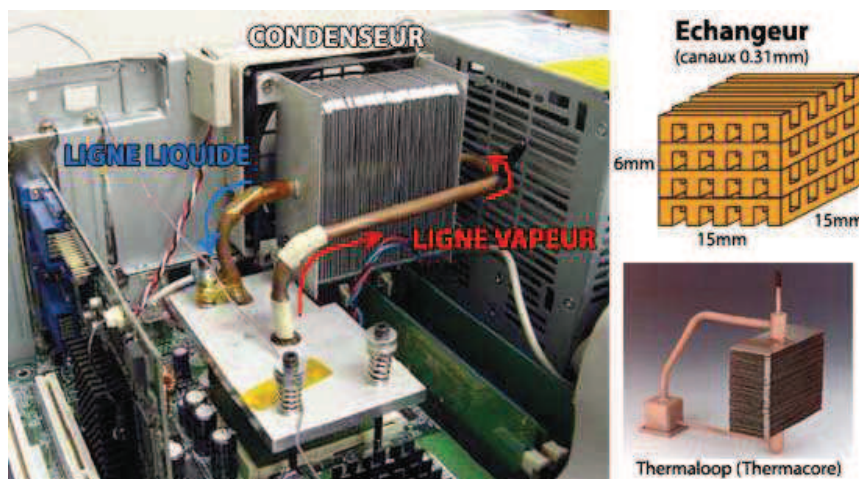
## I. 5. REFROIDISSEMENT DE COMPOSANTS ELECTRONIQUES

L'électronique est une application prometteuse des boucles de refroidissement diphasiques en remplacement des caloducs. La première application réelle de LHPs pour le

refroidissement de l'électronique remonte à la fin des années 70. Le dispositif étaient fait en acier inoxydable et équipé d'évaporateurs de 22 cm de diamètre avec une mèche de nickel. La capacité nominale du LHP était de 30W en utilisant l'acétone comme fluide caloporteur (figure I.14). Actuellement, vu l'augmentation constante de la charge thermique des composants électroniques, les caloducs ne peuvent plus assurer le déplacement de la quantité de chaleur vers l'extérieur et le besoin de développement de nouveaux dispositifs plus efficaces et miniatures est exigé. Il est donc nécessaire d'étudier la possibilité de concevoir de nouvelles boucles de refroidissement miniatures et plus efficaces. Un des problèmes rencontrés est relié à la diminution du diamètre de l'évaporateur, qui cause une diminution de l'épaisseur de la mèche poreuse.



(a)

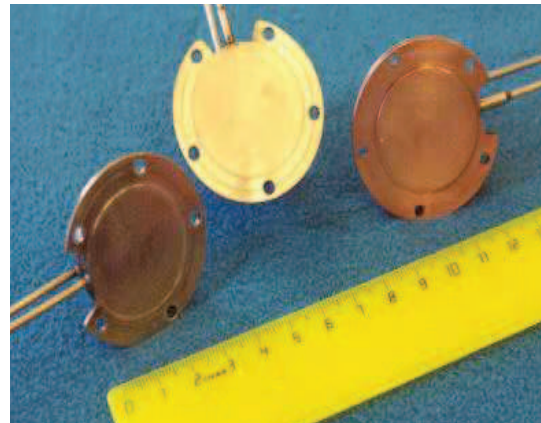
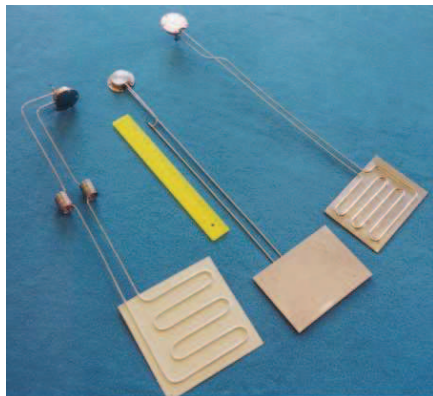


(b)

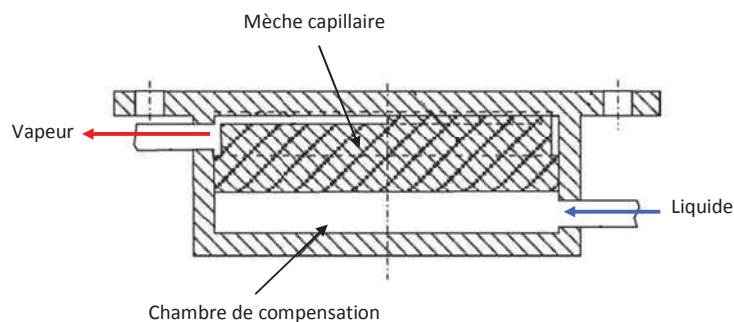
Figure I.14. Refroidissement de : (a) transistors, (b) ordinateur Hewlett Packard

La figure I.15 présente un exemple de configuration de boucles diphasiques utilisant un évaporateur sous forme de disque pour assurer un contact direct avec le système à refroidir

tout en assurant une résistance thermique optimale de la boucle. Cette boucle permet de dissiper des puissances de 90 à 110W.



(a)



(b)

Figure I.15. Refroidissement de composants électroniques (Riehl, 2006) : (a) photo de différents refroidisseurs, (b) schéma de principe.

## I. 6. CONCLUSIONS

La conception des boucles diphasiques dépend de la puissance thermique à dissiper. Des boucles peuvent être conçues pour dissiper des puissances de quelques watts ou plusieurs kilowatts, selon l'application. Les possibilités de transport de chaleur sont régies par plusieurs facteurs limitants qui doivent être pris en compte lors de la conception de la boucle. Parmi les facteurs limitant les performances thermiques des boucles de refroidissement diphasiques sont : (i) la viscosité du fluide caloporteur qui cause des forces de frottement empêchant l'écoulement de la vapeur dans la boucle ; ceci impose un choix de fluide caloporteur moins visqueux ou une augmentation de la température de fonctionnement de l'évaporateur, (ii) la vitesse d'écoulement de la phase vapeur doit être limitée pour ne pas empêcher le retour de



condensat, (iii) la capillarité qui doit être supérieure à la somme des pertes de charges dans les autres composantes de la boucle, etc.

Dans notre cas, une des solutions qui a reçu une attention particulière de France Télécom et qui correspond à sa politique de développement durable, est l'utilisation des boucles de refroidissements diphasiques passives comme système alternatif pour remplacer les systèmes de refroidissement classiques actuellement utilisés dans les armoires de télécommunication.

**CHAPITRE II :**

**DESCRIPTION DES DIFFERENTS DISPOSITIFS**

**EXPERIMENTAUX**

## **II. DESCRIPTION DES DIFFERENTS DISPOSITIFS EXPERIMENTAUX**

La conception d'un système de refroidissement pour les armoires de télécommunication de France Télécom nécessite une structuration de l'étude expérimentale en trois phases en respectant un cahier de charge défini par France-Telecom :

- (i) la première phase consiste à effectuer une caractérisation du transfert thermique dans l'armoire en la soumettant à des variations de puissances internes des cartes de télécommunication et à des variations de densité de flux solaire,
- (ii) la deuxième phase porte sur la conception d'un banc d'essais expérimental permettant l'étude des performances thermiques du refroidisseur soumis à des variations de puissances électriques,
- (iii) la troisième phase consiste à installer le système de refroidissement dans l'armoire de télécommunication et à effectuer des séries d'essais dans des conditions proches de la réalité.

Nous avons donc structuré ce chapitre en trois parties :

- la première décrit le banc d'essais réalisé pour caractériser les transferts thermiques d'une armoire de télécommunication. Une présentation simplifiée de la plateforme CLIMA de France Télécom est également faite dans cette première partie. Cette plateforme permet d'effectuer des essais sur l'armoire de télécommunication en la soumettant à des conditions climatiques extrêmes de température et de flux solaire.

- La deuxième partie de ce chapitre est consacrée à l'étude expérimentale du refroidissement de l'armoire de Télécommunication par une boucle diphasique passive. La technologie du dissipateur conçu est présentée en détail.

- La troisième partie est réservée à la description du banc d'essais du système de refroidissement installé dans l'armoire de télécommunication. Une instrumentation de l'armoire et de la boucle de refroidissement est réalisée. Puis nous terminerons ce chapitre par une présentation de la procédure expérimentale poursuivie pour chaque banc d'essais.

## **I. 1. DISPOSITIF DE CARACTERISATION THERMIQUE D'UNE ARMOIRE DE TELECOMMUNICATION**

L'étude de la dissipation thermique est effectuée sur un prototype d'armoire de télécommunication fourni par France Télécom. Nous avons mis au point un dispositif expérimental afin de conduire des séries d'essais en simulant les conditions réelles de fonctionnement de l'armoire. Les objectifs de cette première phase de l'étude sont : (i) de déterminer la répartition de la température à l'intérieur de l'armoire, (ii) de localiser les zones chaudes dans l'armoire et aussi (iii) de définir la puissance limite des équipements actifs. Cette puissance correspond à la température limite fixée par les normes ETSI (Européen Télécommunication Standard Institute). Au delà de cette puissance il est nécessaire d'assurer un refroidissement efficace de l'armoire.

La répartition de la température dans l'armoire de télécommunication résulte principalement de la puissance des cartes de télécommunication et aussi des échanges thermiques au niveau des surfaces d'échange constituées par les parois de l'armoire. Deux principaux types d'échange thermique sont mis en jeu simultanément : des échanges convectifs entre les parois et l'air ambiant et aussi des échanges par rayonnement électromagnétique. Le dispositif expérimental permet grâce à une instrumentation des équipements actifs de quantifier les flux échangés entre l'armoire et le milieu environnant. Ceci permet d'analyser les phénomènes physiques qui se manifestent au sein de l'armoire et qui sont décrits par des lois de comportement (conduction, convection et rayonnement). Une campagne d'essais est effectuée dans une plateforme CLIMA de France Télécom dans le but de simuler l'effet courant du flux solaire sur la température de fonctionnement de l'armoire. Les résultats des mesures effectuées sur ce banc d'essais en régimes stationnaire et instationnaire ont permis de valider des résultats issus de la modélisation développée dans le cadre de ce travail de thèse. Cette modélisation concerne les aspects de transfert thermique de l'armoire soumise à des conditions de variation de flux électrique et de flux solaire. Le modèle développé sera présenté en détail dans le chapitre IV.

### **I.1.1. Présentation du dispositif expérimental**

Un prototype d'armoire de télécommunication est fourni par France Télécom. La figure II.1 présente une photo de ce prototype qui contient uniquement un contenant

permettant de dissiper une puissance thermique contrôlée. L'armoire, en tôle galvanisée, est de 760 mm de hauteur, 326 mm de largeur et de 600 mm de profondeur comme le montre la figure II.2. Les armoires de télécommunication sont en général équipées de châssis DSLAM qui dissipent une puissance variable. Ce châssis est simulé par un ensemble de cartes permettant de dissiper des puissances thermiques allant jusqu'à 450W et occupant un espace réduit. Ces éléments dissipateurs sont de 423 mm de hauteur, 36 mm de largeur et 223 mm de profondeur comme le montre la figure II.2c. La figure II.3 présente une photo des éléments dissipateurs utilisés et des cartes contenant chacune des résistances chauffantes de type BPC 5 et permettant de dissiper chacune une puissance maximale de 5 W.



(a)



(b)

Figure II.1. Photo d'un prototype d'armoire de télécommunication (a) armoire fermée, (b) armoire ouverte.

Les boîtiers dissipateurs de la chaleur sont équipés de petits ventilateurs d'air. Ces derniers sont placés à l'extrémité inférieure ou supérieure de chaque boîtier afin de permettre une circulation de l'air à l'intérieur des boîtiers. Ces ventilateurs assurent l'évacuation de l'air chaud qui pourrait être emmagasiné à l'intérieur des boîtiers (en absence de ventilation). Le sens de circulation d'air dans ces boîtiers est du bas vers le haut comme le montre la figure

II.4. L'air chaud sortant des boîtiers est recirculé à l'intérieur de l'armoire de télécommunication.

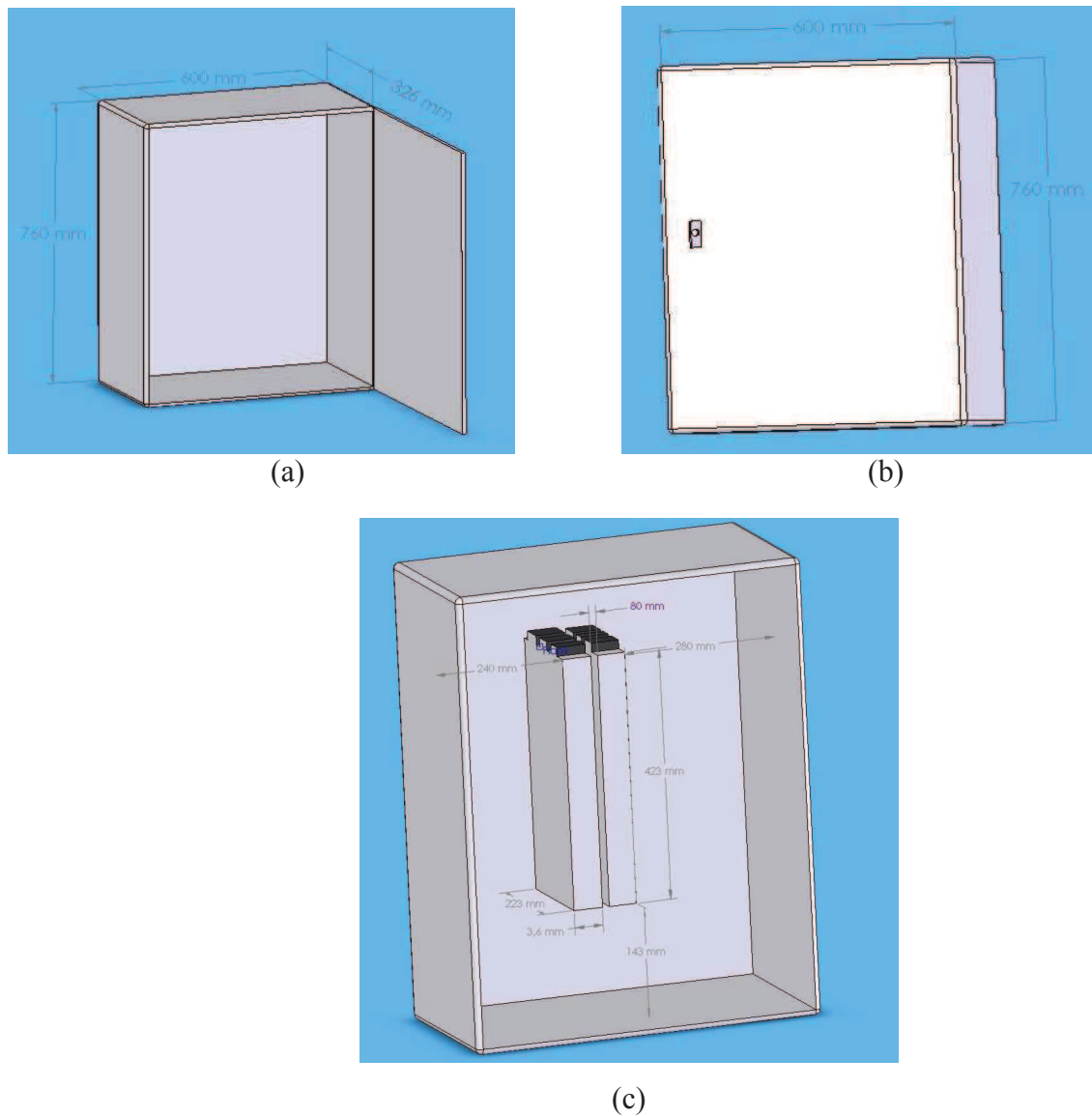


Figure II.2. Dimensions des différentes composantes de l'armoire de télécommunication.

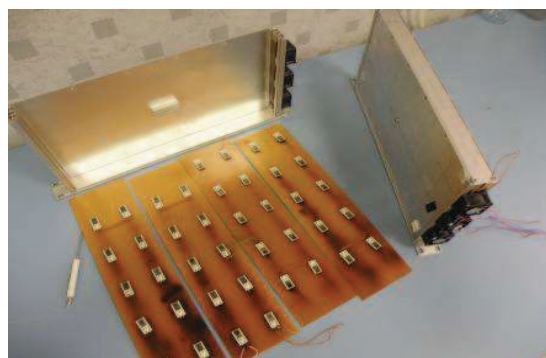


Figure II.3. Photo des boîtiers dissipateurs de la chaleur

Afin d'effectuer une campagne d'essais en faisant varier la puissance dissipée par les boîtiers, un variateur de tension d'alimentation des boîtiers est utilisé. Ce variateur est du type Rhéostat de puissances et il nous permet d'opérer sous différentes tensions allant de 0 à 270 V. Un wattmètre numérique est utilisé pour mesurer la puissance imposée aux boîtiers (figure II.5).

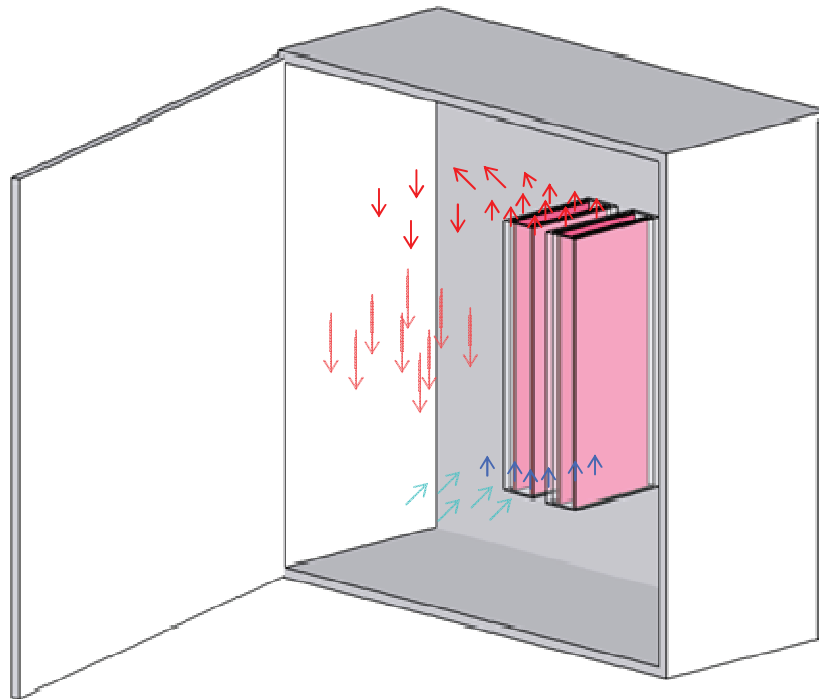
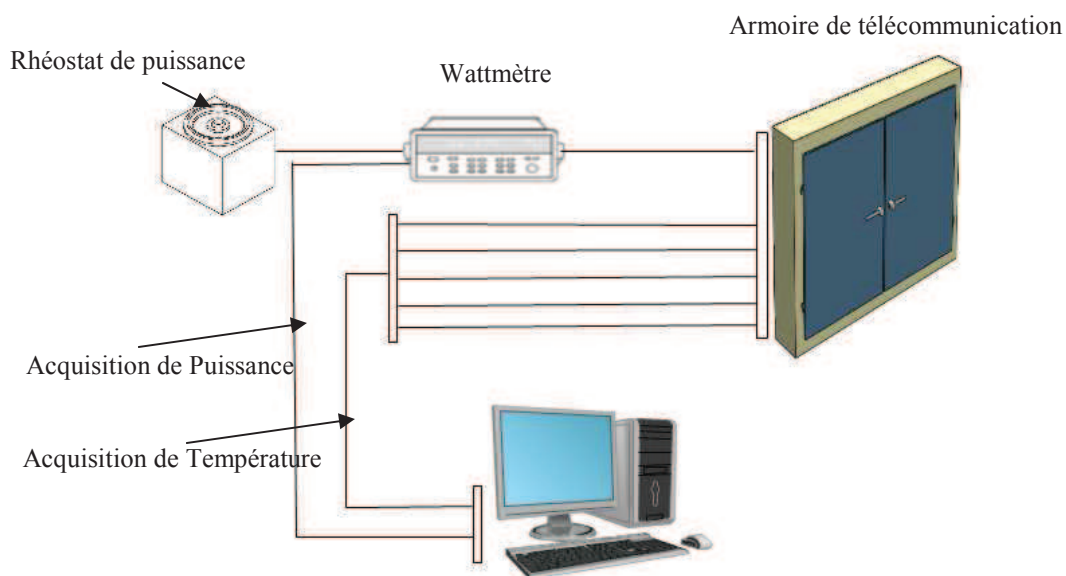
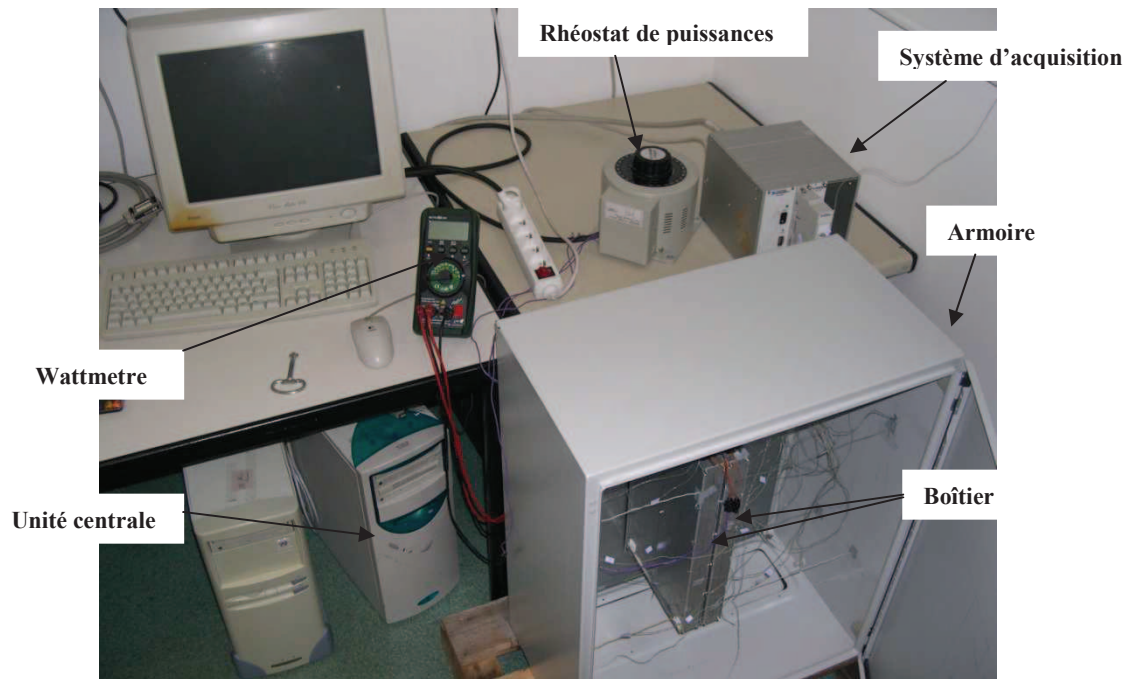


Figure II.4. Circulation d'air dans l'armoire grâce au système de ventilation



(a)



(b)

Figure II.5. Banc d'essais : (a) système d'acquisition des données, (b) photo du banc.

### I.1.2. Instrumentation de l'armoire de télécommunication

L'instrumentation du dispositif expérimental est effectuée en disposant des thermocouples chromel-alumel à l'intérieur et à l'extérieur de l'armoire pour mesurer les températures de l'air et celles des parois internes de l'armoire et des boîtiers chauffants. Les thermocouples utilisés sont fabriqués au laboratoire en utilisant des microfils. La figure II.6 montre la photo d'un microthermocouple réalisé au laboratoire. La précision sur la mesure des températures par ces microthermocouples est de  $\pm 0.1^\circ\text{C}$ . La température à l'extérieur de l'armoire est également mesurée afin de définir les pertes thermiques par convection et conduction vers le milieu ambiant.

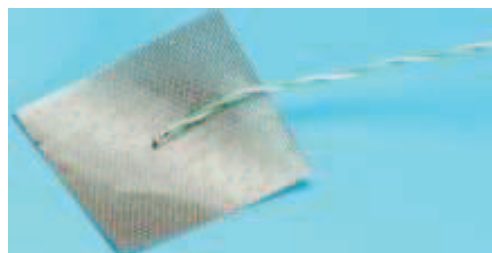
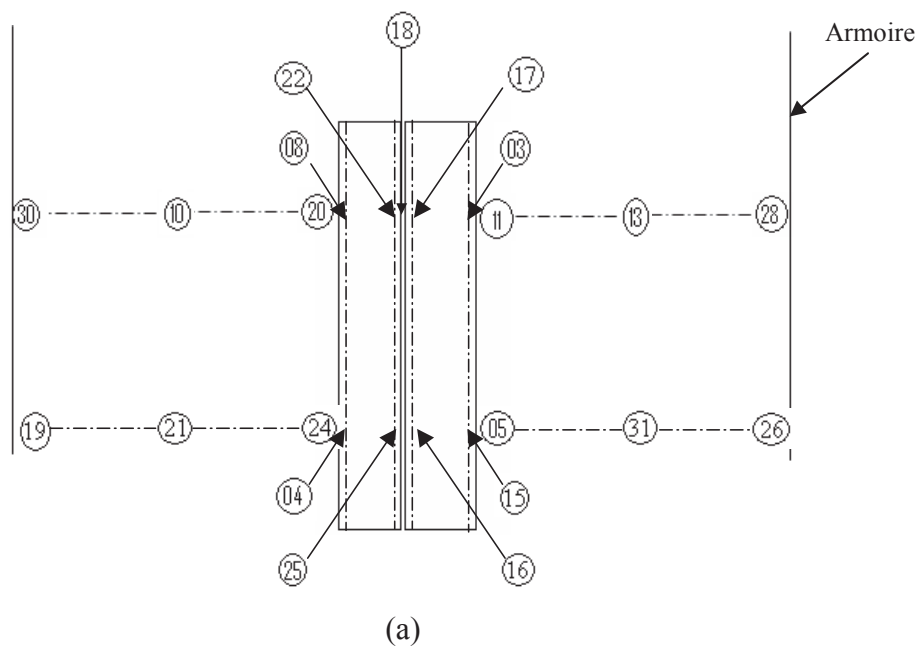


Figure II.6. Photo d'un thermocouple réalisé au laboratoire.



Nous avons utilisé un total de 32 thermocouples. Chaque thermocouple est repéré par un numéro correspondant au numéro de voie dans laquelle il est branché au système d'acquisition. La compensation en soudure froide est réalisée à l'aide d'une thermistance placée près de la jonction de référence. La force électromotrice f.e.m. correspondant à l'écart de température constaté est prise en compte par le circuit de mesure qui compense ainsi la mesure. La figure II.7a présente le positionnement des thermocouples autour des boîtiers chauffants suivant la largeur et la hauteur de l'armoire. La disposition des thermocouples autour des boîtiers chauffants suivant la profondeur de l'armoire est présentée dans la figure II.7b. La figure II.8 présente la disposition des thermocouples suivant différents plans (ox, oy) dans l'armoire de télécommunication.

Nous disposons d'un système d'acquisition Labview SCXI-1000 avec des connecteurs à 32 voies spécifiques à la mesure de température par des thermocouples. Ce système est relié à un ordinateur muni de cartes spécifiques, qui permettent de convertir des signaux électriques provenant des capteurs, en données numériques et du logiciel approprié LabView. Les mesures effectuées peuvent être enregistrées en temps réel et archivées sur un disque dur automatiquement. La fréquence d'échantillonnage doit être fixée au début de l'acquisition. LabView nous permet aussi de visualiser la variation des températures de l'ensemble des thermocouples utilisés et aussi de la puissance imposée aux boîtiers.



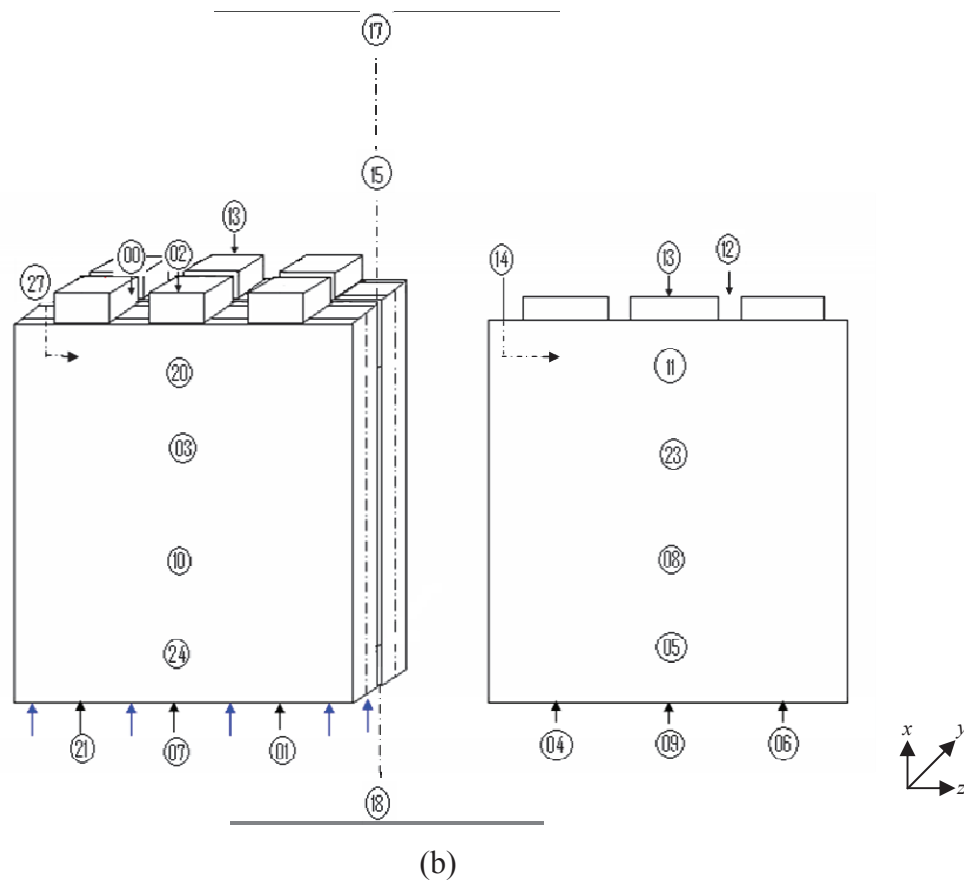
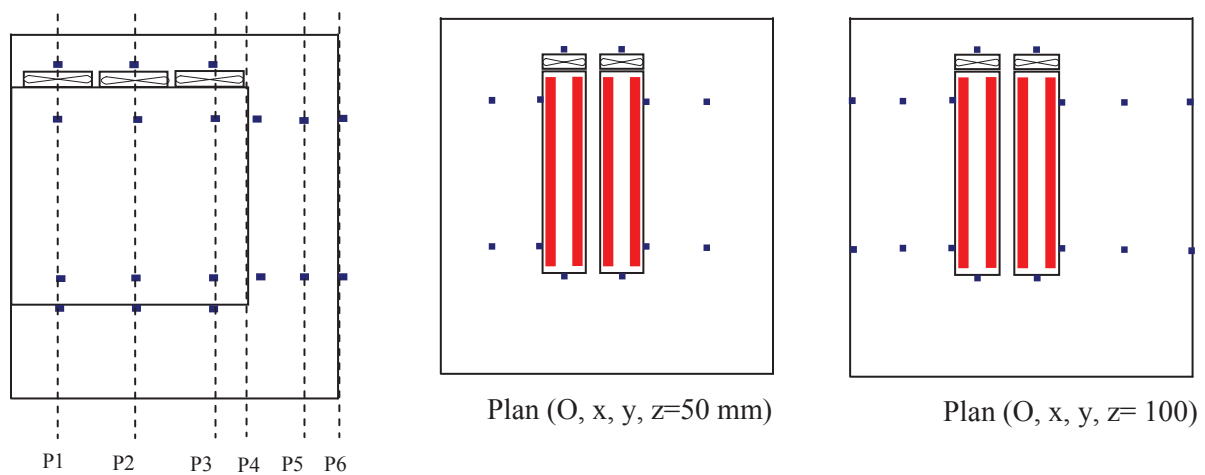


Figure II.7. Placement des thermocouples dans l'armoire de télécommunication.



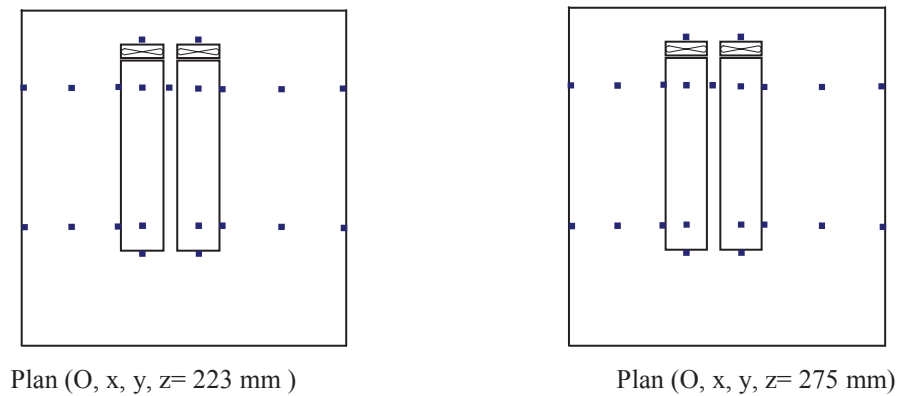


Figure II.8. Disposition des thermocouples sur différents plan dans l'armoire.

### I.1.3. Présentation de la plateforme CLIMA

France Télécom dispose d'une plate forme CLIMA d'ensoleillement qui simule des conditions climatiques de température et d'ensoleillement correspondant dans notre étude à celles du sud de la France (latitude de Bordeaux). La figure II.9 présente le schéma de principe de cette plateforme qui permet l'étude des effets d'ensoleillement artificiel sur une armoire de télécommunication. Le rayonnement solaire est réalisé à l'aide de lampes à filaments de 300 W chacune.

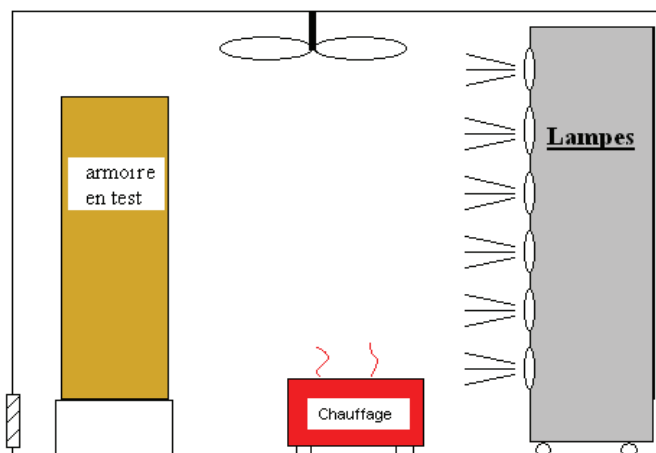


Figure II.9. Schéma de principe de la plateforme d'essais CLIMA.

L'installation CLIMA est située dans un bâtiment dont la surface est de 60m<sup>2</sup> et la hauteur de 2,2m. Elle comporte trois zones principales :

- Une zone permettant l'étude des chambres enterrées dans le sol (figure II.10a). Des lampes sont situées à 3m du sol environ du sol. Des cycles de 10 jours ou plus peuvent être réalisés suivant l'inertie du sol.
- Une zone pour l'étude d'armoire en salle de 3,3x2,7m<sup>2</sup>, de hauteur 2,5m (figure II.10b). Des armoires peuvent être testées dans cette salle dans les conditions climatiques les plus défavorables correspondant à un flux solaire de 600W/m<sup>2</sup>.



Figure II.10a. Salle d'essais CLIMA avec un emplacement d'étude d'armoire enterrée.



Figure II.10b. Salle d'essais d'armoire de télécommunication.

➤ Une zone d'alimentation électrique, de contrôle et de commande des équipements pilotée par deux ordinateurs. Ces équipements concernent :

- Système d'ensoleillement réalisé grâce aux lampes décrites précédemment.
- Système de ventilation des lampes qui ne renvoient que le tiers de leur puissance en flux lumineux. Des ventilateurs monophasés sont utilisés pour dissiper les deux tiers de puissance thermique restante.
- Système de ventilation des salles d'essais afin de régler sa température. Ces ventilateurs sont alimentés par une tension variable de 0 à 230 Volts par l'intermédiaire de variateurs.
- Système de chauffage assuré par des radiateurs qui ont pour rôle d'augmenter la température de la salle.
- Système de brassage d'air permettant d'uniformiser la température de la salle.

#### **I.1.4. Procédure expérimental sur l'armoire de télécommunication**

##### *I.1.4.1 Procédure d'exploitation de la plateforme CLIMA*

Des expériences ont été réalisées en utilisant les deux armoires de télécommunication standard dans laquelle ont été placés, dans un premier temps, des équipements dissipateurs de chaleur représentatifs d'équipements réels seuls. Les premiers essais se sont déroulés sans dissipateur diphasique et sans flux solaire au laboratoire FCLAB à Belfort, dans le but de déterminer une simple instrumentation de l'armoire sans dissipateur et de définir les zones où les températures sont sensiblement les mêmes ainsi que d'éventuels phénomènes de symétrie physique. Les seconds essais avec flux solaire se sont déroulés dans l'installation CLIMA artificiel de France Telecom à Lannion. Dans les deux séries d'essais, la ventilation située à l'intérieure des armoires, est en marche avant le démarrage des essais, ceci dans le but d'avoir un point de démarrage sous des conditions permanentes.

Concernant la plate forme d'ensoleillement, le maintien des consignes de températures est obtenu à l'aide de convecteurs électriques (réchauffement) et en puisant de l'air frais de l'extérieur à l'aide des ventilateurs. L'ensemble (lampes, chauffage, extraction) est commandé par un programme qui permet d'obtenir les conditions climatiques désirées. L'homogénéisation de l'air est assurée par un brasseur d'air pour éviter toute stratification d'air dans la pièce. Avant tout essai, il faut obligatoirement vérifier en premier que les organes

propres à la régulation et au contrôle de l'essai soient connectés (lampes et gradateurs lampes, radiateurs, ventilateurs, alimentation des capteurs, amplificateur de signal de flux).

#### I.1.4.1 Démarrage des essais

Avant de commencer la régulation, on doit essayer d'amener la température de la salle à une valeur proche de la température de consigne. L'heure de démarrage sera choisie de préférence dans la période nocturne (pas de flux simulé). La température dans la salle d'essais est, le plus souvent inférieure à la température de consigne. L'opérateur devra donc réchauffer la salle. Pour cela, il est aisé d'utiliser les radiateurs, avec ou sans ventilation forcée, qui permet de réduire le temps de chauffage de la salle. Le logiciel gardera les radiateurs en service tant que la température ambiante est inférieure à celle de la consigne. Dans le cas où cette dernière est atteinte, les radiateurs sont arrêtés. Usuellement, les essais sont programmés pour démarrer à 23H30 et durent 2 à 3 jours pour les armoires et 10 jours pour les chambres enterrées.

Lorsque la température de consigne est atteinte, l'essai peut démarrer. Le logiciel donne alors la possibilité de régler les paramètres tels que : le pourcentage de ventilation et la puissance des radiateurs. La régulation et le comptage du temps démarrent aussitôt après.

## **I. 2. DISPOSITIF EXPERIMENTAL DE CARACTERISATION DES PERFORMANCES THERMIQUES D'UNE BOUCLE THERMOSIPHON**

Dans le cadre de ce travail de thèse, un banc d'essais sur le refroidissement diphasique par thermosiphon est mis en place. La figure II.11 présente le schéma de principe du banc d'essais expérimental réalisé dans le cadre de ce travail. Des photos du dispositif expérimental sont présentées par la figure II.11 bis.

Le dispositif expérimental se compose de deux circuits. Le premier est un circuit fermé comportant principalement deux éléments moteurs : un évaporateur et un condenseur. Le second circuit est un circuit ouvert destiné à alimenter le condenseur en eau de refroidissement à température d'entrée régulée. Ce circuit comporte un réservoir d'eau thermostatée, une pompe et un échangeur à contre courant en cuivre isolé avec de laine de verre. L'eau dans le réservoir est régulée en utilisant une résistance chauffante de 1000 W alimentée à partir d'une unité de puissance qui est mise en action à partir de l'indication de la

sonde de température (la consigne). La pompe met en circulation le fluide de refroidissement du réservoir vers l'entrée du condenseur. A la sortie de ce dernier, l'eau réchauffée est envoyée dans un second échangeur refroidi avec l'eau du robinet. L'eau à la sortie de cet échangeur étant à une température inférieure à la consigne, est redirigée vers le réservoir. Le débit d'eau de refroidissement est mesuré par pesée. Les températures d'entrée et de sortie du fluide de refroidissement dans le condenseur sont mesurées par des thermocouples type K afin d'évaluer la puissance échangée nécessaire pour condenser la vapeur. Le circuit principal comporte deux échangeurs : un condenseur dont l'écoulement de la vapeur et celui du fluide de refroidissement sont en contre courant. Un évaporateur qui constitue la deuxième source chaude permettant de dissiper une quantité de chaleur au système à refroidir pour maintenir sa température inférieure ou égale à celle de fonctionnement.

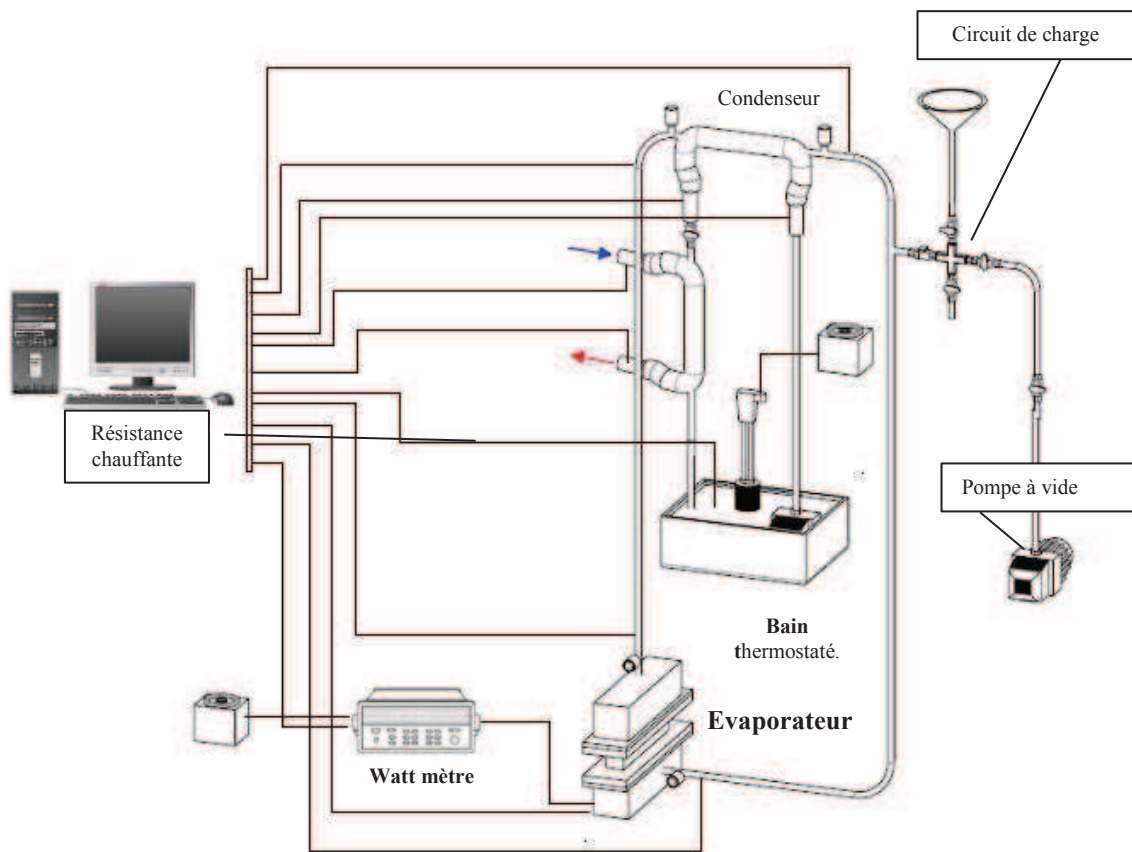


Figure II.11. Schéma de principe du banc d'essais expérimental.



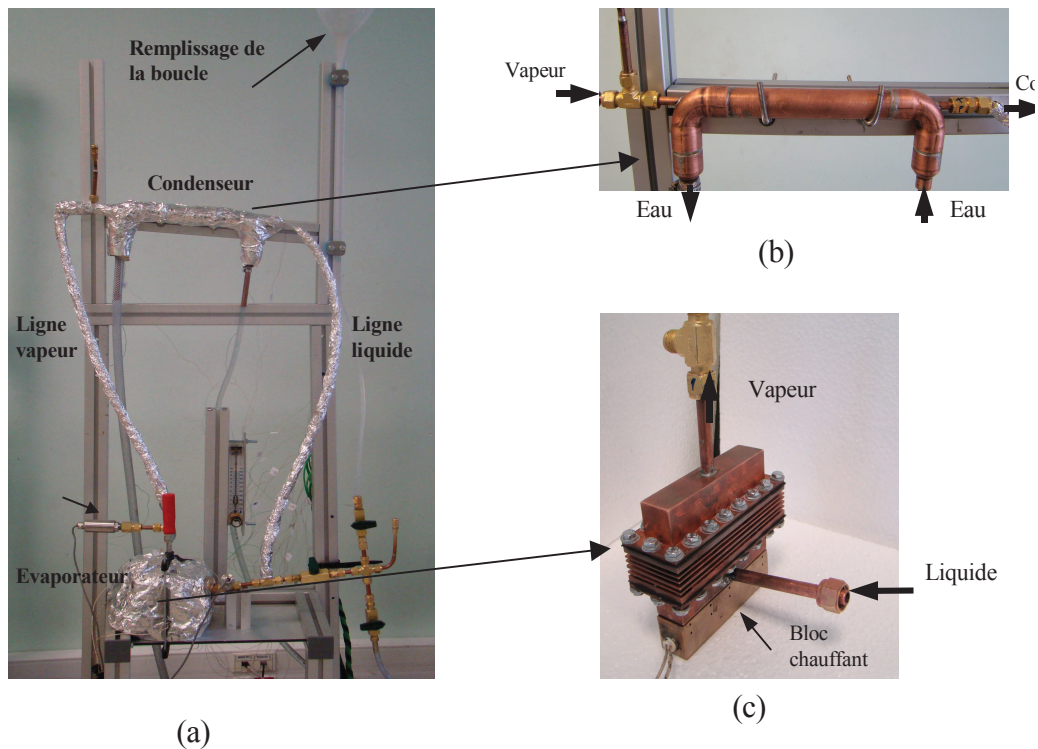


Figure II.11 bis. Photo du dispositif expérimental : (a) banc d'essais, (b) condenseur, (c) évaporateur.

Le transfert de chaleur s'effectue par changement de phase du fluide caloporteur qui passe de l'état liquide à l'état vapeur. En effet, la quantité de vapeur produite dépend de la valeur de la puissance thermique imposée au niveau de l'évaporateur. Une fois évaporé, le fluide caloporteur s'oriente via la ligne vapeur dans une conduite reliant la sortie de l'évaporateur à l'entrée du condenseur. Dans le condenseur, le fluide caloporteur se condense en cédant la chaleur à l'eau de refroidissement. Ensuite, le fluide caloporteur à l'état liquide s'oriente vers l'entrée de l'évaporateur via la ligne liquide reliant la sortie du condenseur à l'entrée de l'évaporateur. Quatre capteurs de pression sont placés pour mesurer la pression à l'entrée et à la sortie du condenseur et de l'évaporateur. Les tuyaux reliant la sortie du condenseur à l'entrée de l'évaporateur et l'entrée du condenseur à la sortie de l'évaporateur sont des tuyaux isolants en PTFE. A l'entrée du condenseur, on a placé 4 vannes en croix (figure II.11). Une première vanne fermant la boucle diphasique, une deuxième vanne de vidange du circuit, une troisième vanne permettant la connexion de la boucle à une pompe à vide et une quatrième vanne de remplissage de la boucle. Cette dernière vanne est reliée à un tube transparent permettant de contrôler la masse du fluide caloporteur qu'on souhaite utiliser pour le fonctionnement de la boucle.



### I.2.1. Présentation de l'évaporateur

L'évaporateur représente l'élément principal de la boucle. Il est constitué de trois blocs en cuivre : (i) un réservoir liquide situé en contact direct du bloc chauffant, (ii) un bloc central où plusieurs mini-canaux sont pratiqués pour assurer la circulation de la vapeur produite par dissipation de la chaleur de la source chauffante, (iii) un troisième bloc qui constitue le réservoir de la vapeur. Dans ce réservoir, une ouverture centrale est pratiquée afin d'assurer l'évacuation de la vapeur vers le condenseur. La figure II.12 présente un schéma de principe de l'évaporateur.

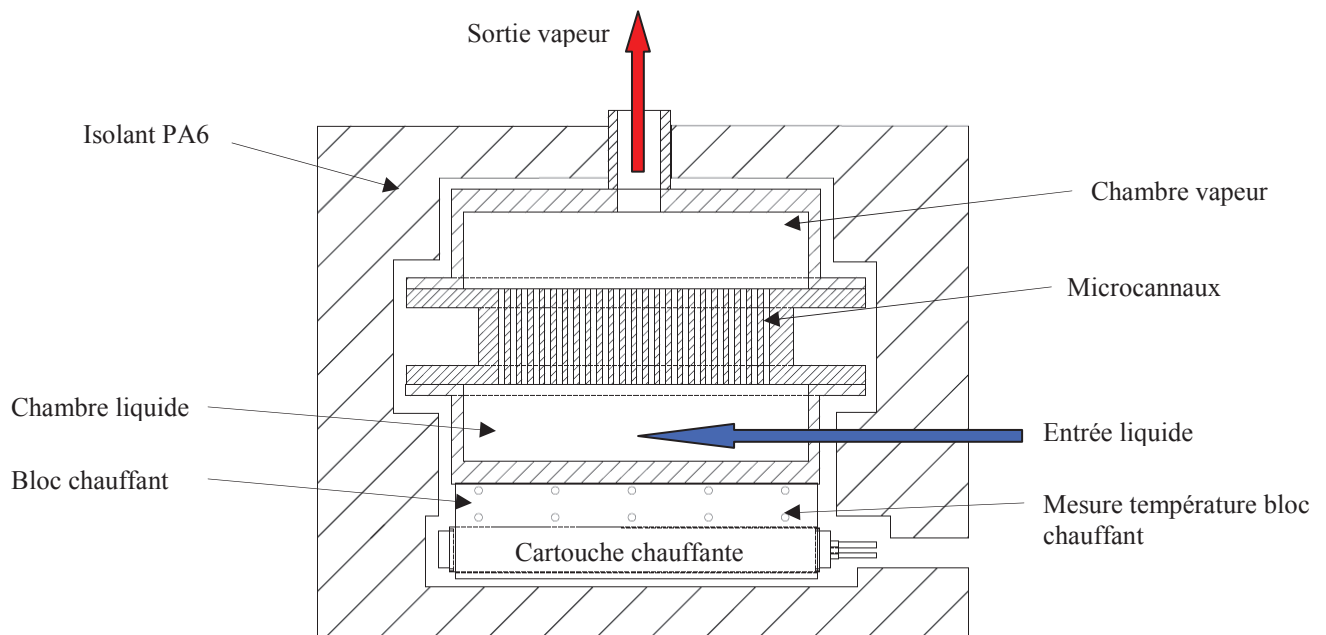


Figure II.12 Schéma de principe de l'évaporateur

La figure II.13 présente une photo des trois blocs constituant l'évaporateur : le réservoir du liquide, le réservoir de la vapeur et le bloc central. Ce dernier est en cuivre de dimension 40 mm x 110 mm x 23 mm. Il est constitué d'un ensemble de 104 minicanaux de diamètre 1,8 mm et de 24 mm de longueur. Les minicanaux sont alignés sur 4 lignes contenant chacune 26 minicanaux avec un entraxe de 3 mm (figure II.14). Le réservoir contenant du liquide est de forme rectangulaire de 18 mmx86 mmx14 mm. Il est placé en dessous du bloc central à mini-canaux afin de récupérer le condensat provenant du condenseur. Il permet aussi d'assurer une réserve de liquide afin d'éviter les problèmes d'assèchement. Le réservoir de la vapeur est également de forme rectangulaire de 18 mm x 86 mm x 14 mm. Il est placé au dessus du bloc central à mini-canaux et est connecté vers

l'entrée du condenseur par un tuyau isolant en PTFA d'une longueur de 70 mm. La longueur des mini-canaux est de 23 mm.

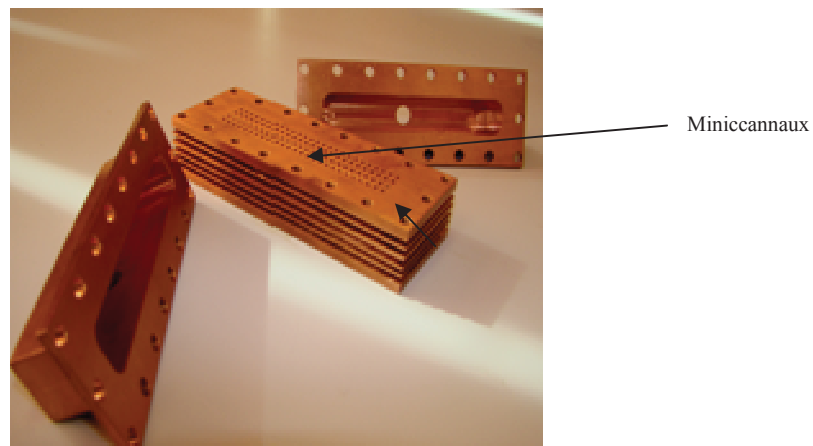


Figure II.13 Photo des différents composants de l'évaporateur.

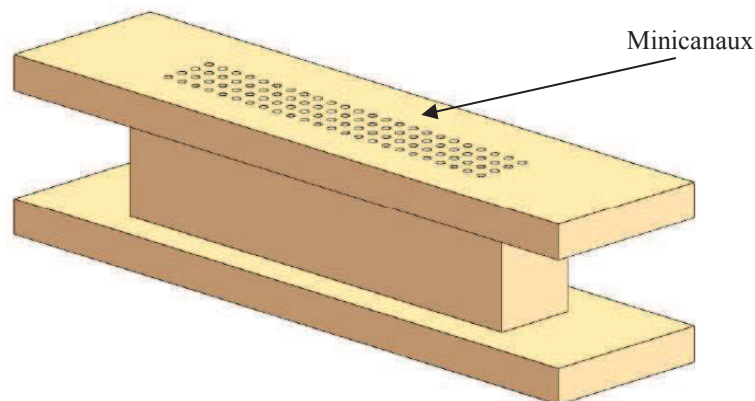


Figure II.14. Disposition des mini-canaux dans le bloc chauffant

### I.2.2. Présentation du bloc chauffant

Le bloc chauffant en cuivre a une forme parallélépipédique à section carrée. La surface de contact entre le bloc chauffant et la base de l'évaporateur est de section rectangulaire de longueur 94,4mm et de largeur 16mm. Le bloc étant de hauteur 25mm ; ceci nous a permis d'y insérer deux résistances chauffantes de forme cylindrique de diamètre 10 mm et de longueur 55 mm (figure II.15). La puissance maximale que peut dissiper chaque résistance est 400 W.

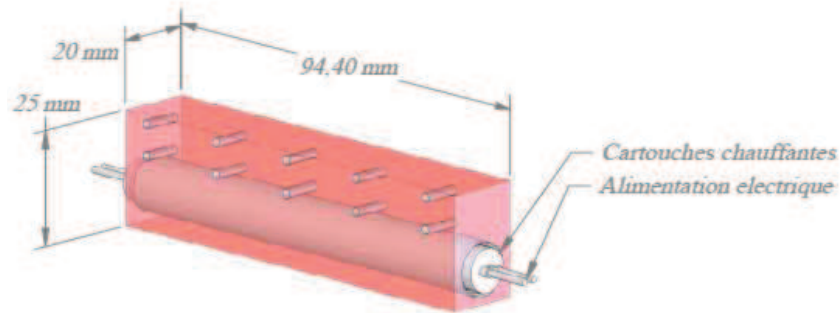


Figure II.15. Disposition des minicanaux dans le bloc chauffant.

Le bloc chauffant est instrumenté dans le but de déterminer la puissance thermique dissipée localement et d'estimer les pertes thermiques. Dix thermocouples Chromel-Alumel sont insérés dans la paroi de ce bloc suivant sa longueur comme le montre la figure II.16. Ces thermocouples sont placés sur deux niveaux situés à 2 mm et à 9 mm de la surface de contact entre le réservoir liquide et le bloc chauffant. Le premier et le dernier thermocouple sont placés à 7 mm des bords. Les autres thermocouples sont placés avec un espacement de 20 mm.

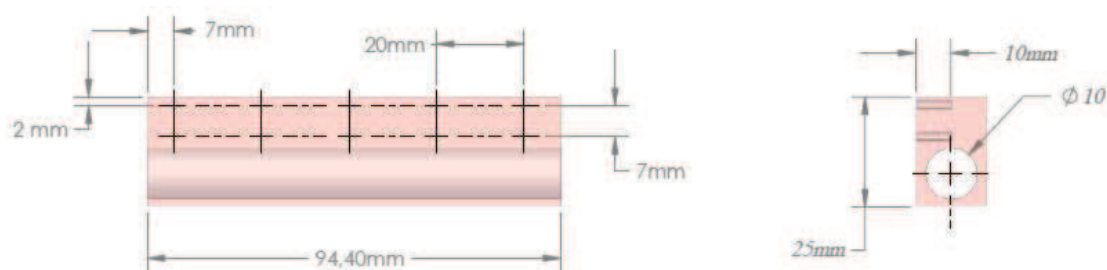


Figure II.16. Disposition des thermocouples dans le bloc chauffant en cuivre

Au cours des essais, la puissance du bloc chauffant peut être ajustée ; ceci en le connectant à un variateur de puissance afin de faire varier sa tension d'alimentation. Un wattmètre numérique est utilisé pour mesurer la puissance imposée au niveau de l'évaporateur. Comme le montre la figure II. 12, l'ensemble du système constituant l'évaporateur et le bloc chauffant est isolé par du téflon afin de limiter les pertes thermiques vers le milieu ambiant et de concentrer l'énergie dissipée par la résistance chauffante strictement au niveau de l'évaporateur. Le wattmètre ainsi que l'ensemble des capteurs de pression et des thermocouples sont reliés à un système d'acquisition Labview géré par un ordinateur.

### I.2.3. Procédure de remplissage de la boucle

Le remplissage de la boucle est d'une extrême importance pour l'étude de sa performance, il est nécessaire de connaître parfaitement la charge de fluide introduite et de s'assurer que ce fluide ne contient pas d'incondensables pouvant diminuer les performances de la boucle. Le thermosiphon est généralement fait en tirant un vide sur une fermeture hermétique, puis en injectant une quantité contrôlée de fluide caloporteur. L'objectif principal du montage expérimental (présenté en figure II.17) est de contrôler la quantité du fluide caloporteur à l'entrée du circuit de remplissage de la boucle.

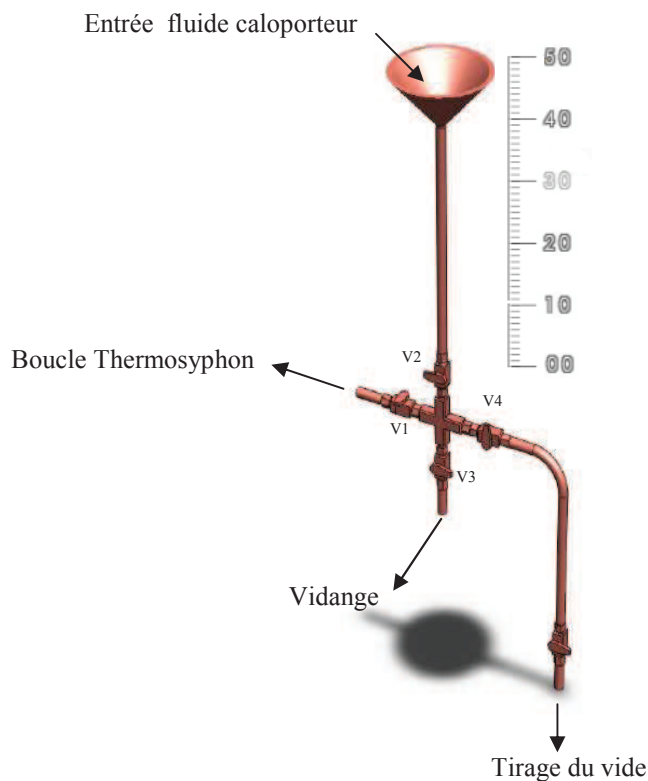


Figure II.17. Circuit de remplissage de la boucle.

Une procédure est mise au point dans le cadre de ce travail pour remplir la boucle avec une quantité bien définie de fluide caloporteur. La figure II.17 schématise la disposition des vannes dans le circuit de remplissage de la boucle. Au départ, les vannes 1 et 4 sont ouvertes et les vannes 2 et 3 sont fermées. La pompe à vide est mise en marche pour aspirer toute la quantité d'air présente dans le circuit. Le contrôle de la pression dans la boucle s'effectue à l'aide d'un manomètre. Une fois le vide atteint dans le circuit, on ferme la vanne numéro 4.

Une quantité du fluide caloporteur est ensuite injectée dans la colonne de remplissage qui est graduée pour mesurer le volume à mettre dans la boucle. Un réglage précis du volume du fluide caloporteur dans la colonne peut être effectué à l'aide de la vanne V3 qu'on peut ouvrir pour enlever la quantité superflue de fluide caloporteur dans la colonne. Une fois que tous les réglages sont réalisés, on ouvre la vanne 1 pour laisser entrer le fluide caloporteur dans la boucle.

#### I.2.4. Choix du fluide caloporteur

L'utilisation d'un fluide dans un milieu industriel implique qu'il réponde convenablement à certaines contraintes. Dans le cas où ce fluide est utilisé en tant qu'agent de refroidissement, ses propriétés de transfert thermique ne sont que l'un des aspects du problème. Dans la littérature, des auteurs (Palm et Khodabandeh, 2003) ont constaté qu'il n'y a pas de fluide idéal pour une application de thermosiphon. Généralement la fiabilité, la compacité, le coût d'un bon refroidissement et la sécurité sont les objectifs généraux de la conception de tout système de refroidissement.

La chute de pression dans le cycle ne dépend pas seulement du débit volumique, mais aussi de la densité et la viscosité du fluide. Il a été démontré que la chute de pression diminue lorsque la pression de saturation augmente (Khodabandeh, 2005). La chute de la pression est une fonction du facteur de mérite (noté par DP). Elle s'écrit sous la forme suivante :

$$\Delta P = 0,241 L \frac{Q^{7/4}}{d^{19/4}} DP \quad (II.1)$$

Où L est l'épaisseur (m), d est le diamètre intérieur (m), Q est le taux de transfert de chaleur (W).

$$DP = \frac{\mu^{1/4}}{\rho h_{fg}^{7/4}} \quad (II.2)$$

$h_{fg}$  : La chaleur latente de vaporisation (kJ / kg),

$\rho$  : La densité (kg / m<sup>3</sup>),

$\mu$  : La viscosité dynamique (Pa.s).

Le facteur de mérite est présenté en fonction de la pression de saturation sur la figure II.18.

Il existe plusieurs autres conditions qui doivent être remplies : le fluide ne doit pas être nocif, explosif ou inflammable, corrosif.

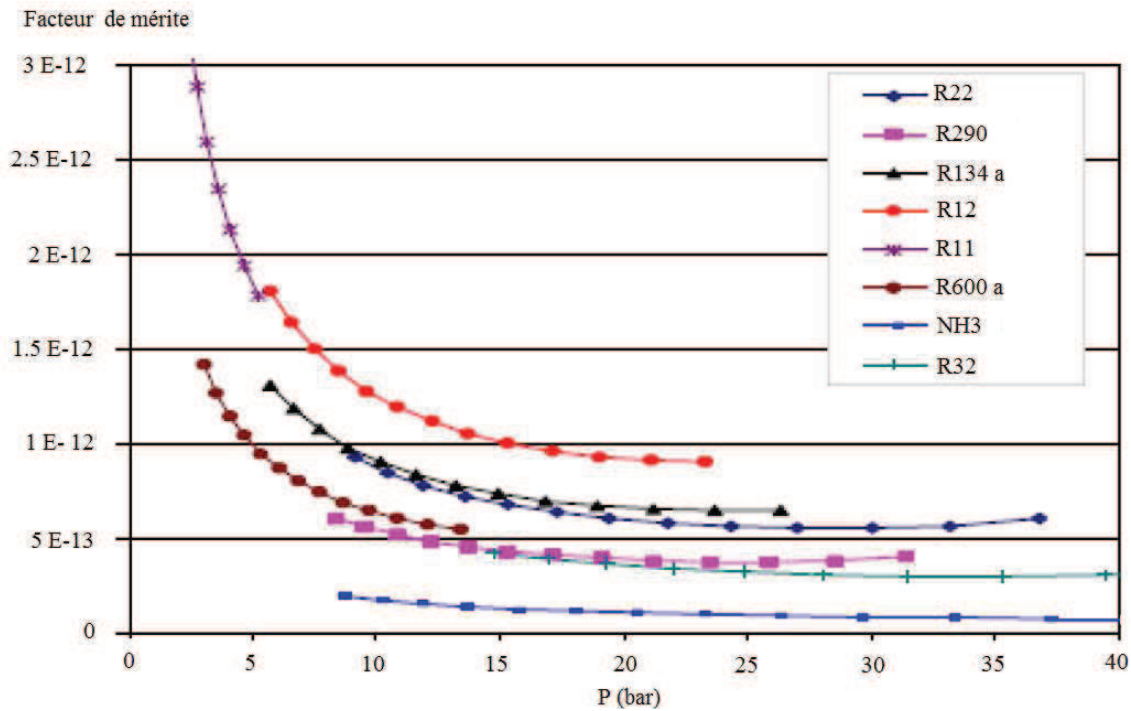


Figure II.18. Facteur de mérite pour un écoulement monophasique en fonction de la pression de saturation.

D'un point de vue thermique et selon la norme ESTI, les éléments actifs présents dans l'armoire doivent pouvoir fonctionner à une température d'entrée maximale de 55°C. La réalisation de cette limite dépend de l'efficacité de l'échange thermique entre les éléments actifs générant la chaleur et l'air ambiant. L'utilisation d'une boucle diphasique pour maintenir cette condition impose l'utilisation d'un fluide caloporteur avec une température de saturation à basse pression inférieure ou égale à 55°C. Le n-pentane apparaît comme un fluide caloporteur intéressant pour notre application grâce à son faible point d'ébullition à la pression atmosphérique.

### I. 3. PERFORMANCES THERMIQUES DE LA BOUCLE DE REFROIDISSEMENT DANS UNE ARMOIRE DE TELECOMMUNICATION

#### I.3.1. Dispositif expérimental

Comme expliqué précédemment, le problème de refroidissement de l'armoire de télécommunication réside dans le confinement de l'air à l'intérieur de l'armoire. En effet, le

refroidissement des équipements actifs à l'intérieur de l'armoire de télécommunication est fait par convection forcée d'air à l'aide des ventilateurs disposés à l'entrée ou à la sortie des équipements (figure II.19). Le problème rencontré par France Télécom réside sur le fait que sans conditionnement d'air, la température de l'air augmente continuellement à cause de la puissance thermique dissipée en continue par les équipements actifs. La chaleur dégagée reste en effet emmagasinée à l'intérieur de l'armoire au cours de son fonctionnement car les échanges au travers des parois de l'armoire ne sont pas suffisants pour évacuer la chaleur. Le développement d'un système de refroidissement qui permet de rejeter la puissance thermique dissipée dans l'air à l'extérieur de l'armoire de télécommunication paraît intéressant.

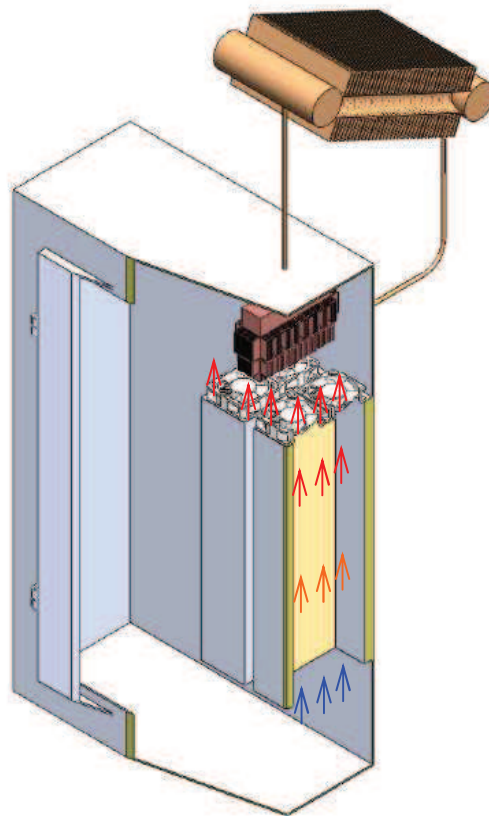


Figure II.19. Schéma coupe de l'armoire et la disposition de

La figure II.19 présente la configuration du système de refroidissement adopté utilisant une boucle fluide avec un évaporateur placé à l'intérieur de l'armoire et un condenseur à l'extérieur de l'armoire.

Le placement du dissipateur dans l'armoire de télécommunication est choisi en se basant sur les résultats expérimentaux obtenus en mesurant la répartition de température dans l'armoire sans la présence de dissipateur. Nous avons constaté à partir de ces résultats, que la

zone chaude de l'armoire est située sur la partie supérieure située au dessus des équipements actifs. Le dissipateur doit donc être placé dans cette zone et occuper au maximum un espace de  $100 \times 50 \times 50 \text{ mm}^3$ .

### I.3.2. Architecture du dissipateur

Le dissipateur (ou l'évaporateur) présenté dans le paragraphe précédent est modifié au niveau de son architecture externe. Ceci est motivé par le fait que la chaleur doit être dissipée à l'intérieur de l'armoire par convection entre l'air à l'intérieur de l'armoire et la surface externe du dissipateur. Par conséquent, nous avons réalisé un prototype de dissipateur muni d'ailettes fines afin d'augmenter la surface d'échange thermique entre le dissipateur et l'air ambiant. La figure II.20 présente l'architecture du dissipateur muni d'ailettes fines.

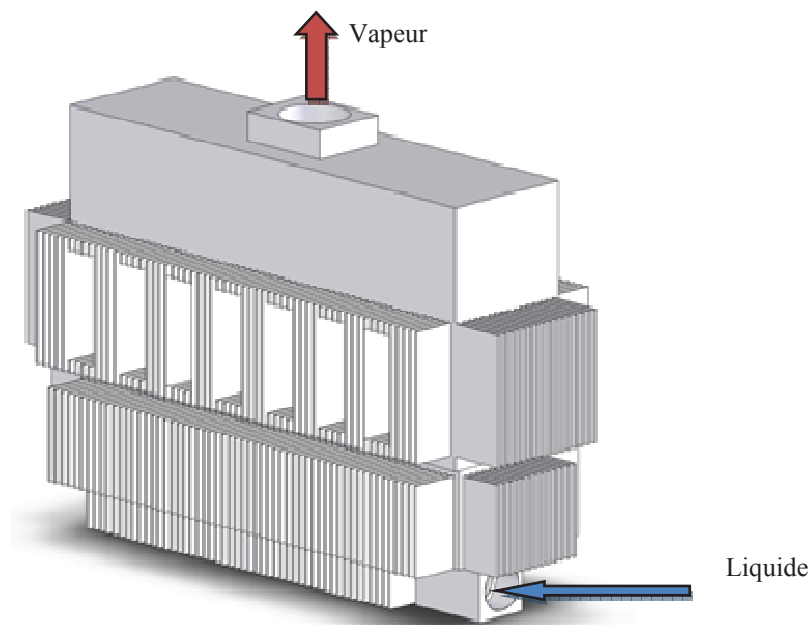


Figure II.20. Architecture du dissipateur installé dans l'armoire.

Le dissipateur est muni d'une chambre servant de réservoir de fluide caloporteur sous forme de liquide (figure II.21). Ce réservoir est muni sur toutes ses faces latérales d'ailettes fines de forme rectangulaire et d'épaisseur  $300 \mu\text{m}$ . Ces ailettes sont orientées verticalement suivant le sens de l'écoulement d'air. La figure II.21 présente également la chambre d'expansion de la vapeur qui est solidaire du bloc central à minicanaux. La forme de la



chambre d'expansion reste inchangée. Cependant, le bloc central est modifié dans le but de réduire la résistance thermique du dissipateur et d'augmenter la surface de contact entre le dissipateur et l'air chaud à l'intérieur de l'armoire. Deux solutions sont adoptées pour améliorer le transfert de quantité de chaleur de l'air chaud vers le dissipateur. La première solution est de munir le bloc central d'ailettes fines d'épaisseur  $300\text{ }\mu\text{m}$  et espacées de  $1\text{ mm}$ . Ces ailettes sont également orientées verticalement suivant le sens de circulation de l'air chaud provenant des équipements actifs. La deuxième solution consiste à créer des ouvertures à l'intérieur du bloc central afin de faciliter le brassage du bloc central avec l'air chaud. La figure II.22 présente une coupe centrale de l'évaporateur avec présence des zones d'aération du bloc central.

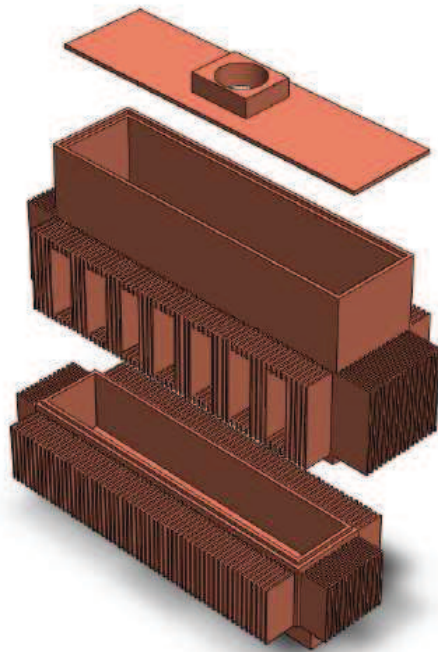


Figure II.21. Une vue éclatée de l'ensemble des éléments constituant l'évaporateur

Dans cette nouvelle configuration de l'évaporateur, le diamètre des minicanaux a été réduit de  $1800\mu\text{m}$  à  $750\mu\text{m}$ . Les microcanaux sont disposés dans le bloc central de telle sorte qu'ils soient brassés de part et d'autre par l'air chaud. La figure II.23 présente la disposition des microcanaux dans le bloc central et le sens de circulation d'air entre les microcanaux. L'évaporateur est muni d'un ensemble de 96 microcanaux disposés par des sous-ensembles de 12 microcanaux comme le montre la figure II.23. L'ensemble bloc central, chambre liquide et couvercle de la chambre vapeur est soudé par la brasure d'argent.

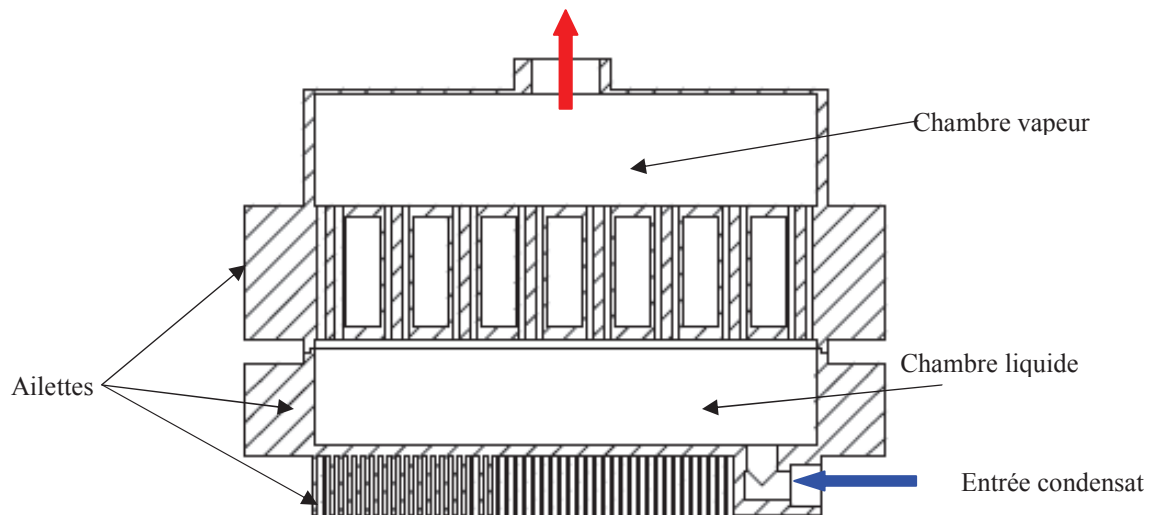
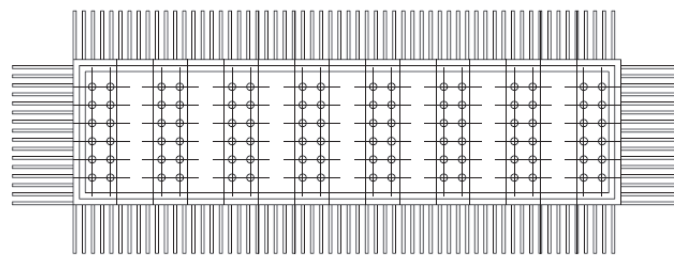
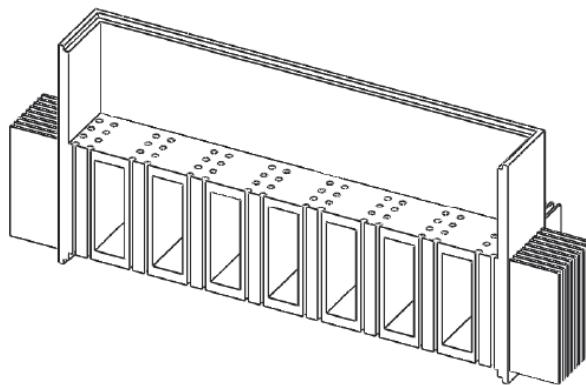


Figure II.22. Vue en coupe de l'ensemble des éléments constituant l'évaporateur



(a)



(b)

Figure II.23. Schéma descriptif du bloc central de l'évaporateur ; (a) vue du haut de l'évaporateur, (b) vue en coupe du bloc central.

### I.3.3. Architecture du condenseur

Comme expliqué précédemment, le condenseur est utilisé comme un deuxième échangeur placé à l'extérieur de l'armoire pour évacuer la quantité de chaleur récupérée de l'armoire vers l'extérieur. Il est constitué de tubes en cuivre de diamètre 12 mm munis d'ailettes fines d'épaisseur 1mm et espacées de 3 mm. La figure II.24 présente le schéma du condenseur réalisé avec les dimensions des tubes et des ailettes. A l'entrée, un tube horizontal de diamètre 29mm assure la distribution de la vapeur dans les quatre tubes verticaux. A la sortie un deuxième tube de même dimension permettra la récupération de la vapeur condensée. Le condensat s'écoule ensuite sous l'effet des forces de gravité vers l'entrée de l'évaporateur.

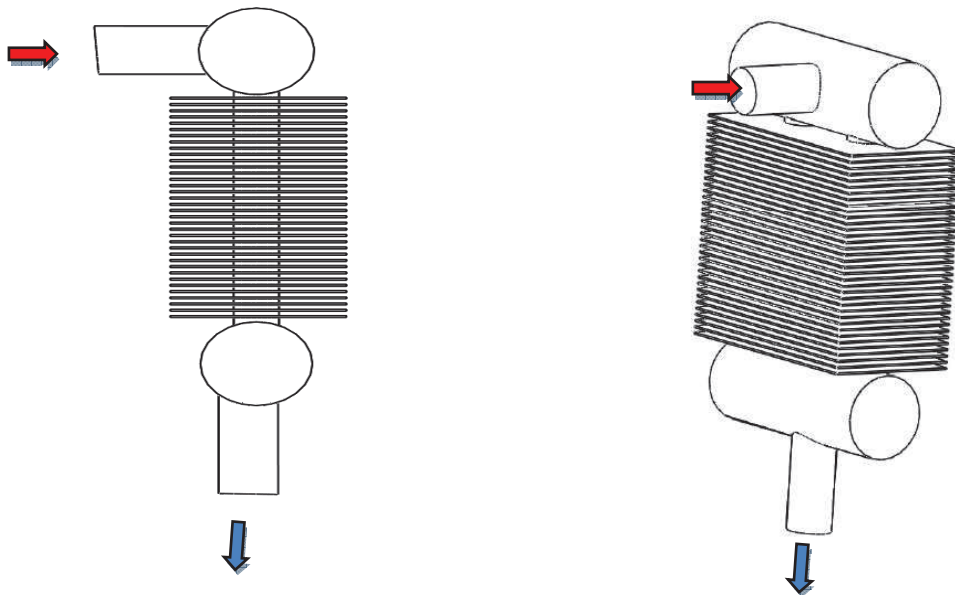


Figure II.24. Configurations d'échangeur à air

### I.3.4. Armoire de télécommunication et système de refroidissement

L'équipement de l'armoire de télécommunication par le circuit de refroidissement est effectué sans contraintes majeures. La figure II.25 présente une photo de l'ensemble : armoire de télécommunication et système de refroidissement. Le dissipateur est placé dans la zone chaude située au dessus des éléments chauffants. Le fluide caloporteur dans le dissipateur s'évapore en récupérant une part de la quantité de chaleur évacuée par les équipements actifs. Le condenseur est placé à l'extérieur de l'armoire. Le fluide caloporteur dans le condenseur se

condense en cédant sa chaleur à l'air ambiant situé à l'extérieur de l'armoire. L'ouverture centrale pour l'arrivée du condensat provenant du condenseur est placée vers le fond l'armoire. L'évacuation de la vapeur de la chambre vapeur est connectée vers le haut de l'armoire. La figure II.26 montre la position inclinée de  $45^\circ$  du condenseur au dessus de l'armoire de télécommunication pour faciliter l'écoulement du condensat. Le refroidissement du condenseur est effectué par un système de ventilation placé en dessous du condenseur. Entre la sortie du condenseur et l'entrée de l'évaporateur se trouve une ligne liquide connectée au circuit de remplissage de la boucle et de la mise sous vide du système comme le montre la figure II.27.

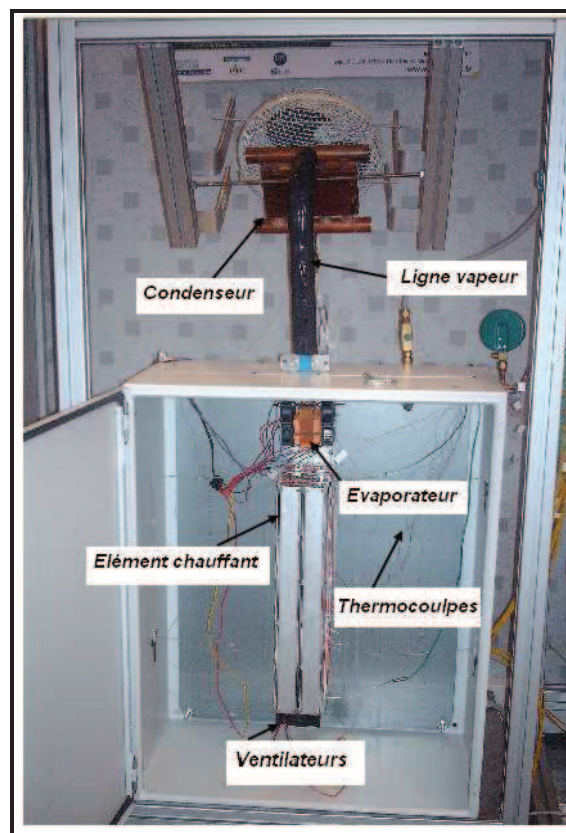


Figure II.25. Photo de l'armoire avec boucle de refroidissement.

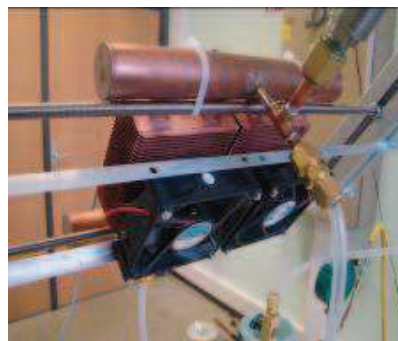


Figure II.26. Positionnement du condenseur.

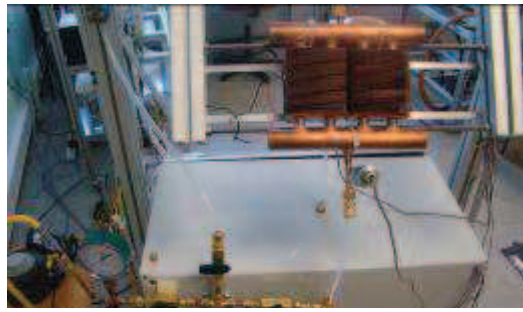


Figure II.27. Positionnement du système de remplissage.

### I.3.5. Instrumentation de l'armoire et du système de refroidissement

L'ensemble armoire, évaporateur, condenseur sont instrumentés par des thermocouples chromel-alumel placés comme le montre la figure II.28. Des thermocouples sont placés à l'entrée et à la sortie de chaque élément de la boucle diphasique. D'autres micro thermocouples placés à l'intérieur de l'armoire pour mesurer la répartition de la température de l'air ambiant à l'intérieur de l'armoire et celles des surfaces de l'armoire. Un autre thermocouple est placé à l'extérieur de l'armoire pour mesurer l'évolution de la température de l'air extérieur au cours des essais afin d'évaluer les pertes thermique.

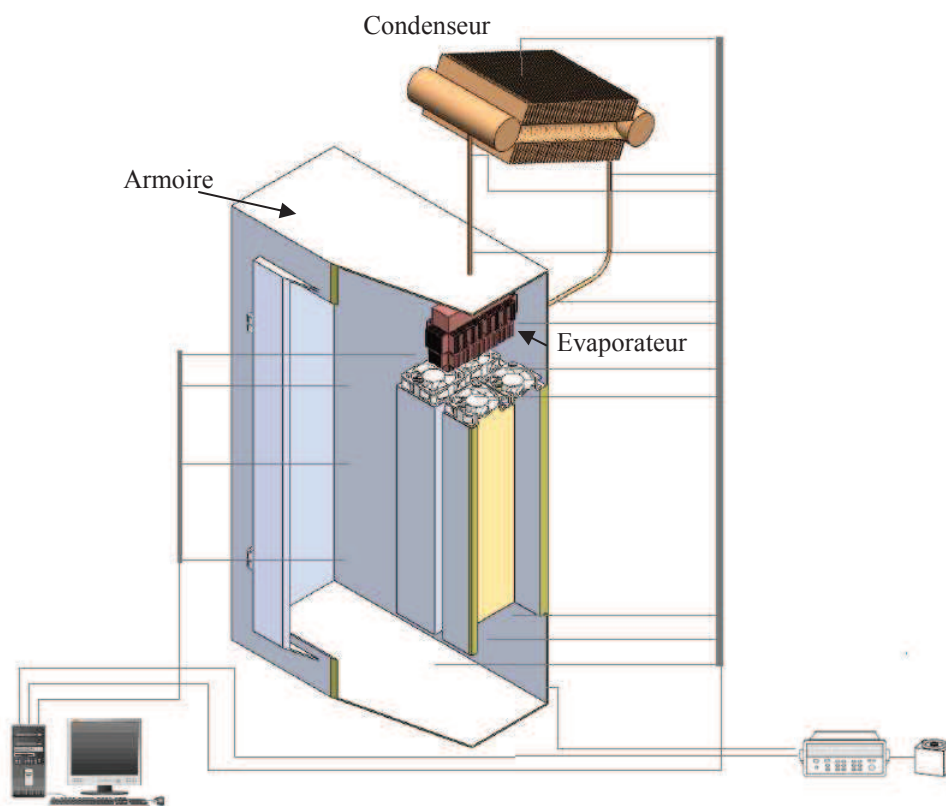


Figure II.28. Positionnement des thermocouples dans le dispositif expérimental.

### **I.3.6. Procédure expérimentale**

Après la phase de test d'absence de fuites dans le système et de la mise sous vide. La boucle diphasique est remplie par du n-pentane en suivant la même procédure de remplissage décrite précédemment. La charge dans la boucle est bien contrôlée grâce à la colonne graduée. Les essais se sont déroulés en imposant une puissance au niveau des équipements à l'intérieur de l'armoire. Cette puissance est enregistrée en continu à l'aide d'un wattmètre numérique connecté à un ordinateur. L'évolution des températures mesurées par tous les microthermocouples est enregistrée en continu par le système d'acquisition Labview connecté à un ordinateur. Les essais sont conduits en régimes transitoire et permanent et pour des échelons de puissances en escalier.

## **I. 4. CONCLUSIONS**

Les dispositifs expérimentaux présentés dans ce chapitre sont réalisés dans le respect des contraintes techniques et technologiques, de manière à permettre l'étude des différents aspects physiques fixés par le cahier de charge de France Télécom. L'ensemble des bancs d'essais ont été réalisés pièce par pièce tout au long de ce travail de thèse en veillant à l'utilisation des équipements et des matériaux pouvant répondre aux attentes de France Télécom. La fabrication des thermocouples et leur étalonnage ont permis d'obtenir une meilleure précision lors des mesures thermiques. Un programme sur Labview a été développé pour pouvoir visualiser et enregistrer les mesures réalisées en température et en pression. L'exploitation de toutes les mesures réalisées sera dévoilée dans les chapitres suivants.

**CHAPITRE III :**  
**RESULTATS EXPERIMENTAUX :**  
**COMPORTEMENT THERMIQUE DANS L'ARMOIRE**  
**AVEC ET SANS FLUX SOLAIRE**

### **III. RESULTATS EXPERIMENTAUX : COMPORTEMENT THERMIQUE DANS L'ARMOIRE AVEC ET SANS FLUX SOLAIRE**

Dans ce chapitre, nous présentons l'ensemble des résultats expérimentaux concernant la caractérisation thermique des transferts de chaleur au sein de l'armoire et aussi les performances thermiques de la boucle thermosyphon mise au point pour le refroidissement des armoires de télécommunication.

Ce chapitre est structuré en deux parties :

La première partie concerne les résultats d'essais sur un prototype d'armoire de télécommunication possédant des cartes dissipant une puissance thermique comparable à celle des armoires réelles de télécommunication.

La seconde partie de ce chapitre présente l'ensemble des résultats obtenus à partir des essais sur ce même prototype d'armoire de télécommunication en étant exposé à une des cycles de densités de flux solaire variable sur 24 h.

#### **III.1. RESULTATS D'ESSAIS SUR LE PROTOTYPE D'ARMOIRE DE TELECOMMUNICATION SANS FLUX SOLAIRE**

L'armoire d'essais contient deux boîtiers dont les éléments dissipateurs de chaleur sont soumis à différentes conditions opératoires. L'échange thermique au niveau des surfaces d'échange met en jeu à la fois des échanges convectifs et radiatifs. Le transfert convectif dépend de la température et de la vitesse de l'air alors que le transfert thermique par rayonnement dépend des températures, des émissivités des surfaces de toute l'armoire. Les effets du transfert thermique par convection et rayonnement sont combinés conventionnellement dans le concept de température ambiante et de coefficient de transfert thermique surfacique.

Le dispositif expérimental va permettre à l'aide d'une instrumentation des équipements, de définir la répartition de la température et par conséquent, de développer un modèle mathématique permettant de décrire le comportement thermique au sein de l'armoire. Ce modèle sera validé grâce aux résultats expérimentaux obtenus sur le prototype d'armoire de télécommunication. Les mesures effectuées concernant les températures d'air, celles des



surfaces des boîtiers et de l'armoire en régimes stationnaire et instationnaire permettront de valider les résultats de la modélisation.

Les essais se sont déroulés dans le but de déterminer une simple instrumentation de l'armoire et de définir les zones où les températures sont sensiblement les mêmes ainsi que d'éventuels phénomènes de symétrie physique.

### III.1.1. Résultats d'essais avec ventilation

Une première série d'essais a été réalisée en faisant varier la puissance des éléments chauffants de 9 W jusqu'à 275 W. Une deuxième série d'essais a été conduite à d'autres dates et dans les mêmes conditions opératoires que la première dans le but de vérifier la reproductibilité des résultats de mesure. Le tableau III-1 présente un récapitulatif de l'ensemble des essais avec les intervalles de temps séparant deux séries d'essais effectués dans les mêmes conditions. Les essais sont réalisés en disposant les thermocouples suivant la configuration présentée en figure III.1. Sur cette configuration, un grand nombre de thermocouples a été disposé sur les surfaces des boîtiers chauffants. 12 thermocouples sont disposés sur les surfaces latérales situées à gauche et à droite des boîtiers chauffants. Six thermocouples sont placés à la sortie des boîtiers chauffants pour mesurer la température de l'air sortant de ces boîtiers. Six autres thermocouples sont placés à l'entrée de ces boîtiers pour mesurer la température de l'air aspiré par les ventilateurs disposés en haut des boîtiers chauffants. Quatre autres thermocouples sont placés sur les surface frontales des boîtiers.

Essais	Série N°1	Série N°2	Temps entre deux séries de mesure
Essai 1	V = 35.8V	V = 37.9V	23 h 58 mn et 11 s
	I = 2.82A	I = 2.98A	
	P = 101W	P = 113W	
Essai 2	V = 45.5V	V = 45.6V	47 h 32 mn et 44 s
	I = 3.59A	I = 3.6A	
	P = 163W	P = 164W	
Essai 3	V = 53.6V	V = 53.1V	49 h 46 mn et 16 s
	I = 4.21Ae	I = 4.18A	
	P = 226W	P = 222W	
Essai 4	V = 58.8V	V = 58.2V	119 h 52 mn et 2 s
	I = 4.62A	I = 4.58A	
	P = 275W	P = 266W	

Tableau III.1. Conditions d'expérimentation pour les séries N°1 et N°2

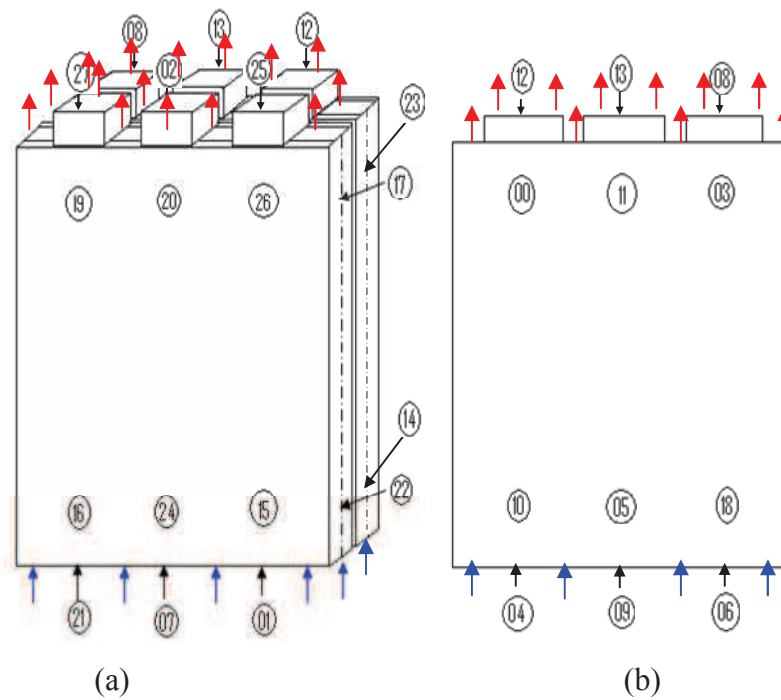


Figure III.1. Disposition des thermocouples : (a) surface latérale gauche, (b) surface latérale droite.

#### Reproductibilité des résultats des mesures :

Les figures III.2 et III.3 présentent des exemples de résultats de mesure concernant les températures de l'air au cœur de l'armoire de télécommunication. Elles représentent respectivement les températures mesurées par les thermocouples 9 et 13 placés à l'entrée et à la sortie des boîtiers chauffants.

Température [°C]

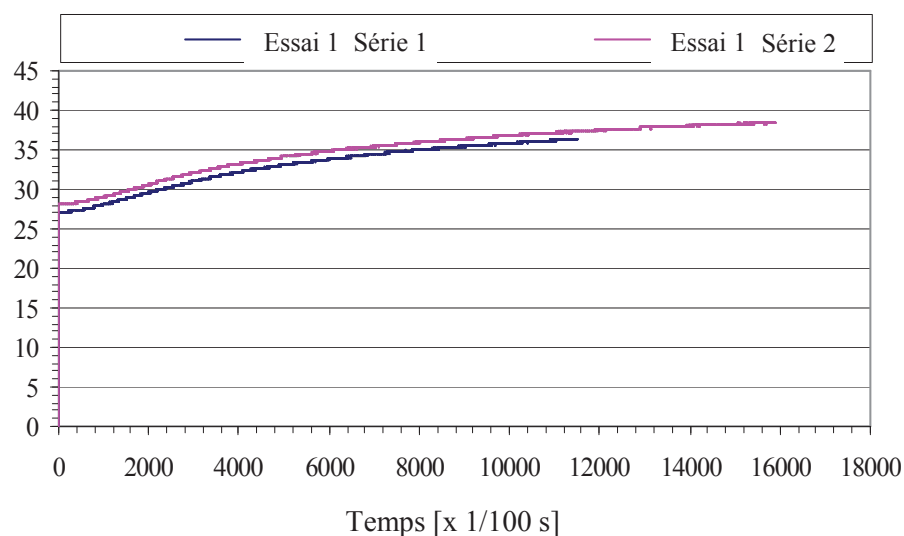


Figure. III.2 : Températures mesurées par le thermocouple N°9.

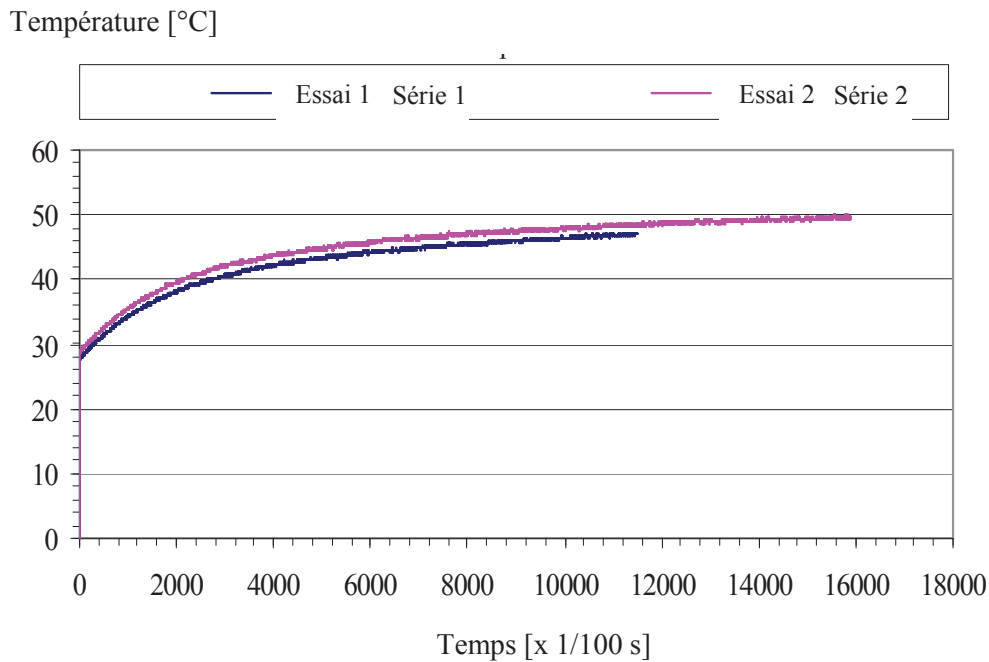


Figure. III.3 : Températures mesurées par le thermocouple N°13.

Les deux séries de mesures sont effectuées suivant les conditions opératoires présentées dans le tableau III.1 pour l'essai numéro 1. La première série est effectuée avec une puissance de 101 W au niveau des boîtiers chauffants. La seconde série d'essais est conduite à une puissance de 113W. Elle a été effectuée 24 h après la série numéro 2. On montre dans les deux figures III.2 et III.3 que les résultats des mesures sont reproductibles. L'écart présent entre les courbes présentées est dû principalement à la puissance imposée qui est de 12W supérieure dans l'essai 2 (série N°2) que dans l'essai 1 (série N°1).

#### *Influence de la puissance de thermique sur les mesures de la température de l'air*

Nous avons fait varier la puissance des boîtiers chauffants entre 9 et 266 W. Pour chaque puissance imposée, nous avons mesuré la température de l'air à l'entrée des boîtiers chauffants. Pour chaque puissance imposée, les allures des courbes obtenues sont comparables. La température de l'air à l'entrée et à la sortie des boîtiers chauffants augmente avec la puissance imposée. Le régime permanent n'a pas été atteint pour l'ensemble des essais ceci afin de respecter la condition limitant la température maximale de fonctionnement des cartes de télécommunication qui est de 52°C. On remarque que les mesures présentent quelques fluctuations à l'entrée des boîtiers chauffants qui sont dues aux mouvements de l'air

ventilé. Ce dernier fait probablement bouger les thermocouples placés à proximité des éléments chauffants.

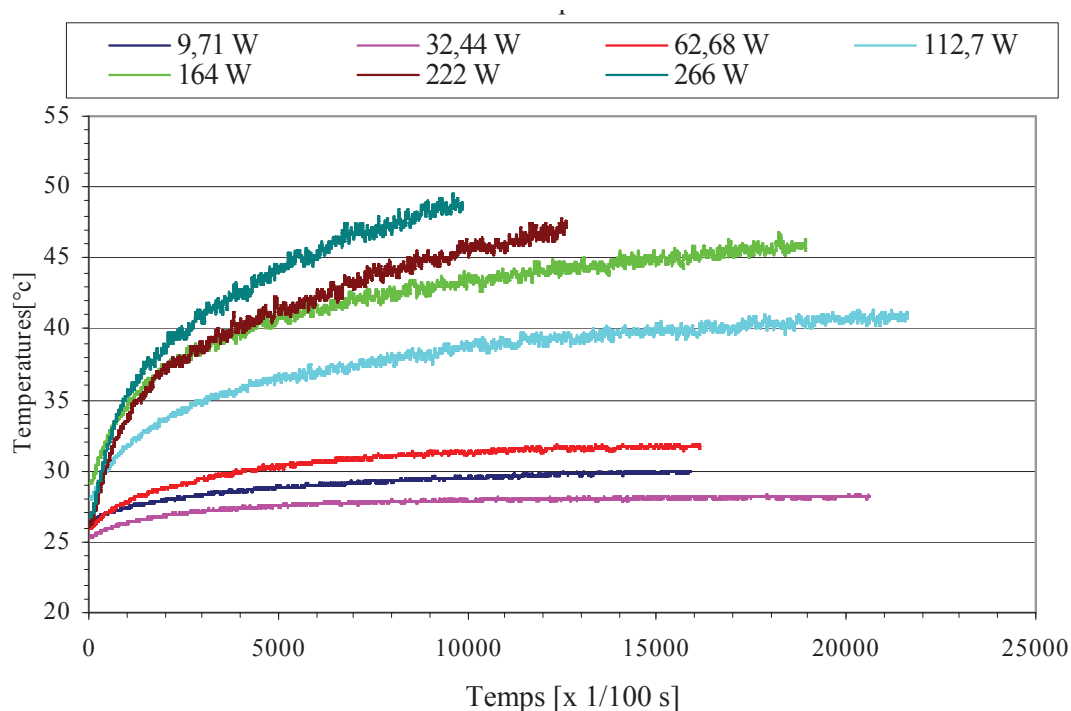


Figure III.4. Température de l'air le thermocouple numéro 7 placé à l'entrée des boîtiers chauffants.

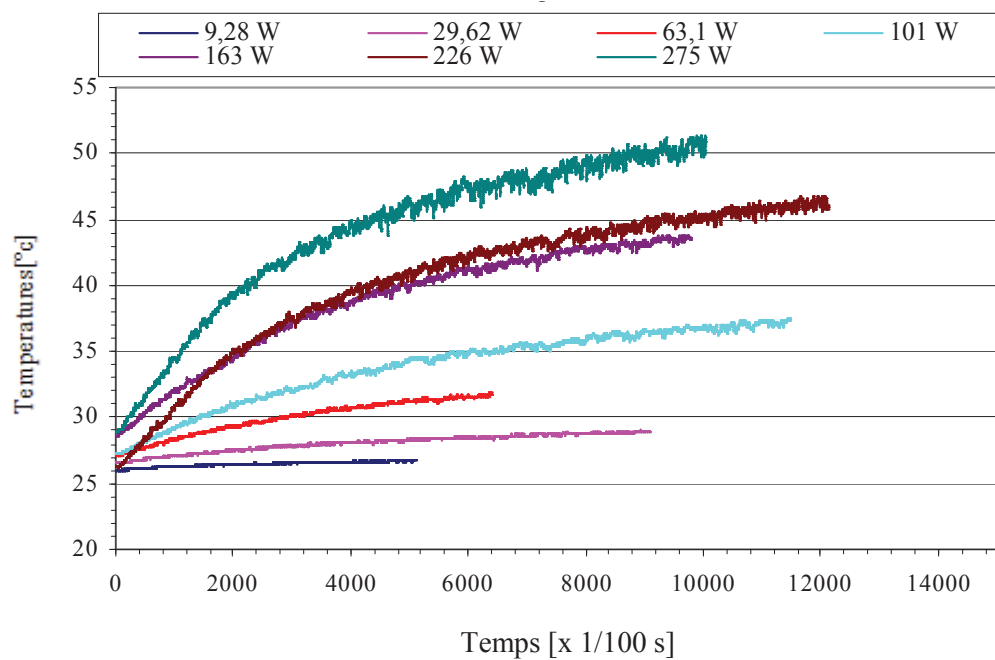


Figure III.5 Températures mesurées par le thermocouple numéro 3 placé à la sortie des boîtiers chauffants.

Répartition de la température à l'entrée des boîtiers chauffants :

Nous avons analysé la répartition de la température à l'entrée et à la sortie des boîtiers chauffants en comparant les mesures obtenues par l'ensemble des thermocouples utilisés. A l'entrée des boîtiers, on a remarqué que les deux boîtiers chauffants utilisés ne présentent pas la même température de l'air à leur entrée.

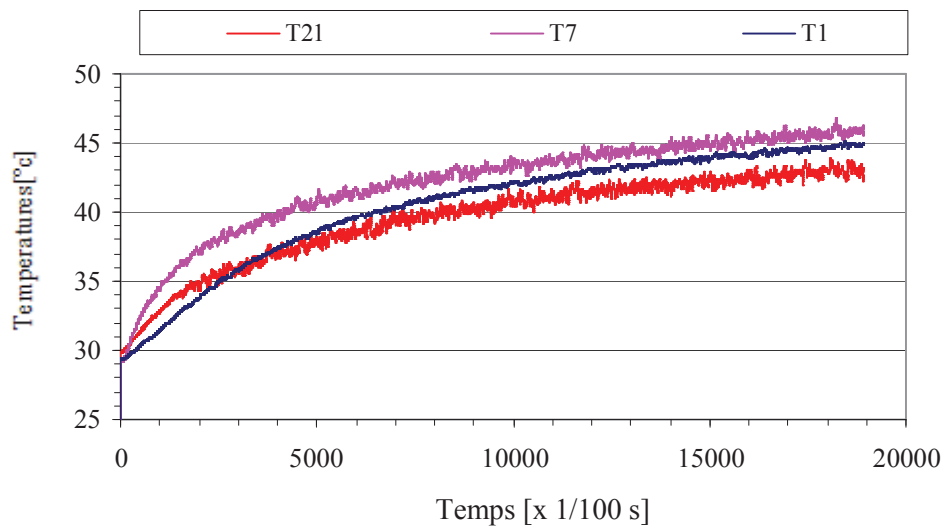


Figure III.6 Températures mesurées à l'entrée du boîtier chauffant placé à gauche.

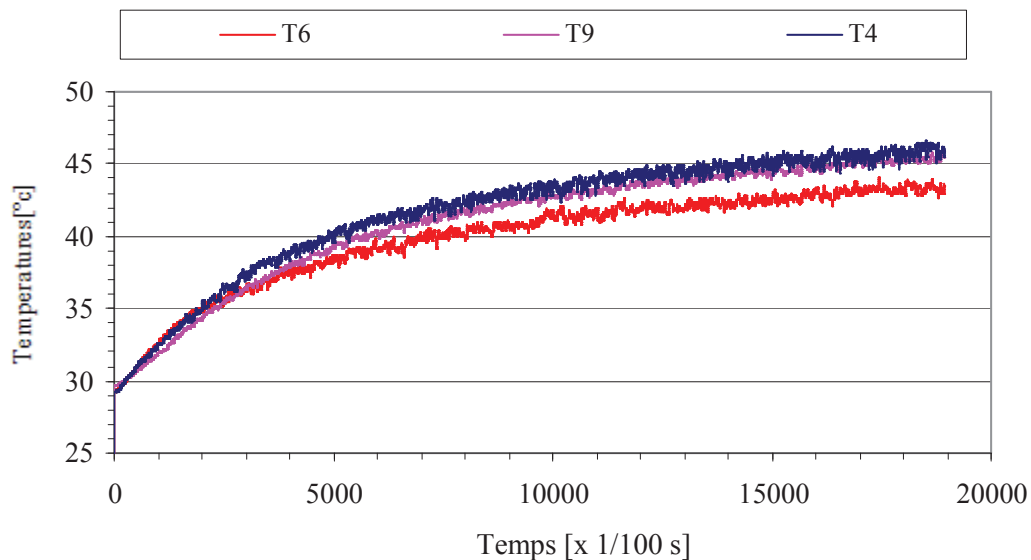


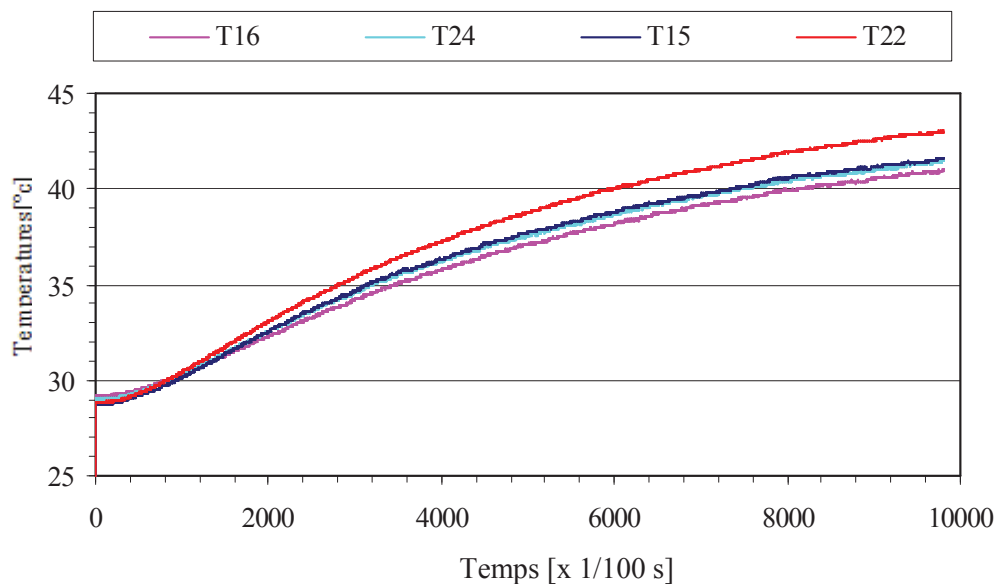
Figure III.7 Températures mesurées à l'entrée du boîtier chauffant placé à droite.

En effet, nous avons présenté les températures mesurées sur les figures III.6 et III.7 les températures mesurées par les thermocouples placés à l'entrée des boîtiers chauffants. Ces

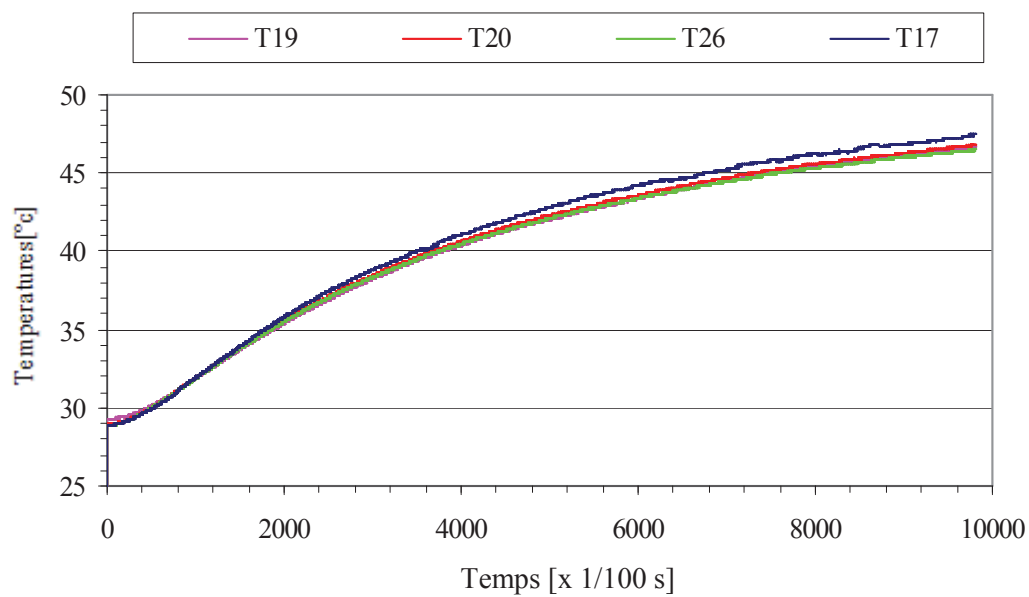
températures sont obtenues pour une puissance imposée de 163 W. Le point chaud dans le boîtier placé à gauche est situé au centre (mesure obtenue par le thermocouple numéro 7). Pour le boîtier placé à droite de l'armoire, le point chaud est situé en amont des boîtiers en s'approchant de la porte de l'armoire (mesure obtenue par le thermocouple numéro 4). Ces résultats ont été reproduits pour l'ensemble des essais effectués.

*Répartition de la température sur les faces latérales de l'élément chauffant:*

Les températures mesurées sur les surfaces latérales des boîtiers chauffants sont présentées par les figures III.9 a et b et les figures III.10 a et b. Les températures mesurées montrent que les surfaces des boîtiers chauffants ont une température sensiblement uniforme suivant leur profondeur et leur largeur. Cette température de surface est variable suivant la hauteur des boîtiers. Ceci est dû à la circulation de l'air ventilé qui circule de la partie inférieure des boîtiers (entrée des boîtiers) vers la partie supérieure des boîtiers (sortie des boîtiers). Au fur et à mesure que l'air circule dans les boîtiers, il transporte de la chaleur dissipée par les boîtiers. Ceci contribue à l'augmentation de la température suivant la hauteur des boîtiers chauffants.

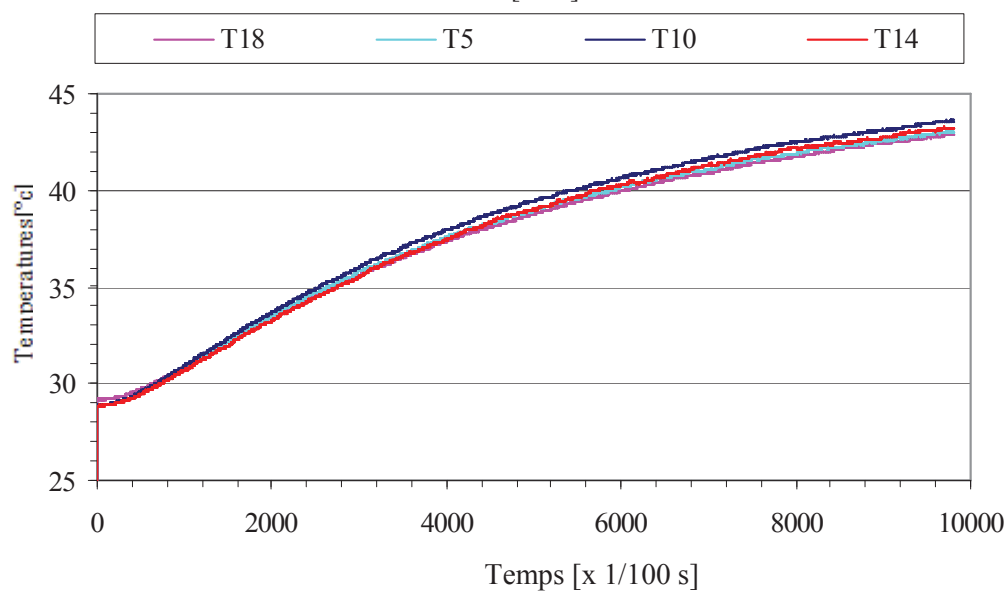


(a)



(b)

Figure III.9. Températures mesurées sur les surfaces du boîtier placé à gauche : (a) à proximité de l'entrée du boîtier, (b) à proximité de la sortie du boîtier.



(a)

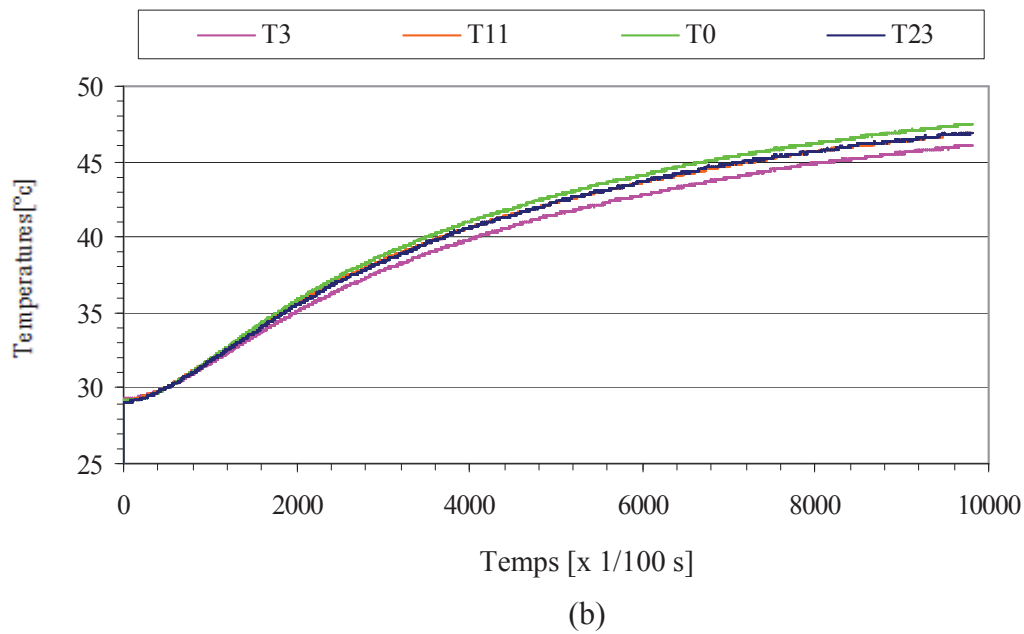
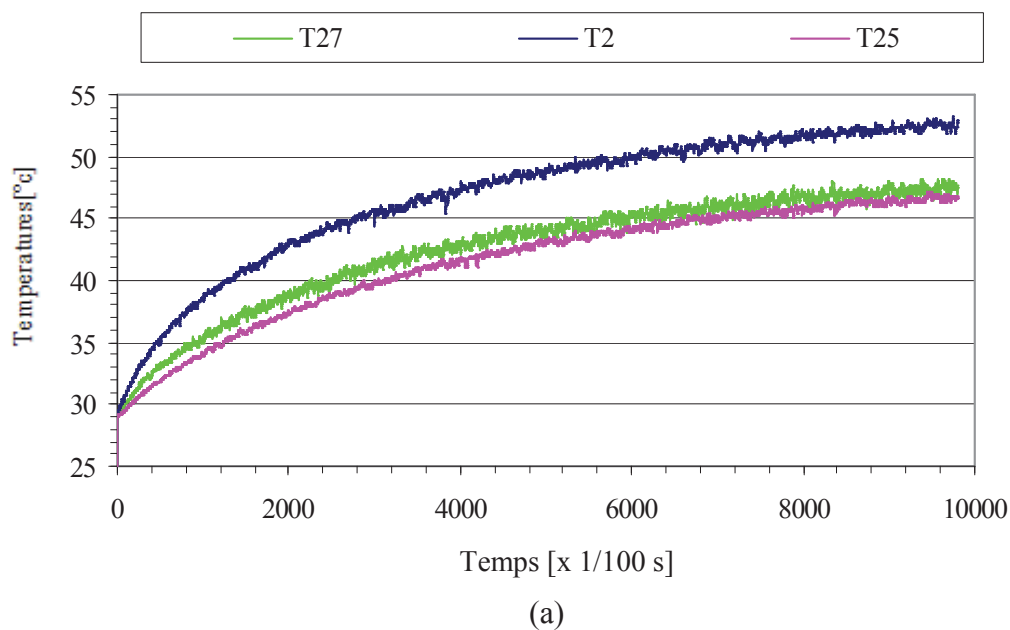


Figure III.10. Températures mesurées sur les surfaces du boîtier placé à gauche : (a) à proximité de l'entrée du boîtier, (b) à proximité de la sortie du boîtier.

#### Répartition de la température à la sortie de l'élément chauffant

A la sortie des boîtiers chauffants, la température de l'air ventilé mesurée par les six thermocouples placés est présentée par les figures III.11 a et b.





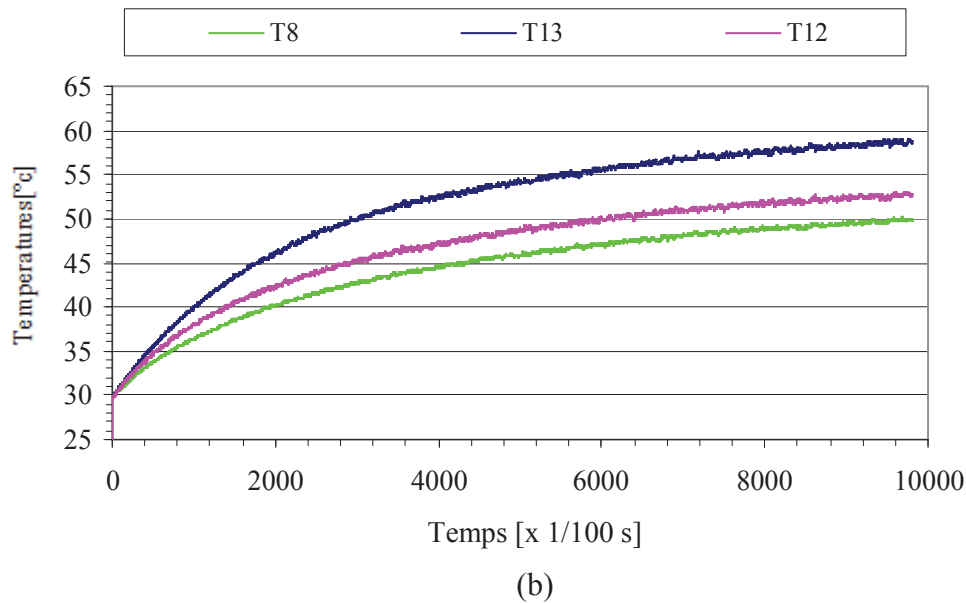


Figure III.11. Températures mesurées à la sortie des boîtiers chauffants : (a) boîtier à gauche, (b) boîtier à droite.

On remarque que la température n'est pas uniforme suivant la profondeur des éléments chauffants. La température maximale est mesurée à mi profondeur (mesures des thermocouples N°2 et N° 13) où on a une concentration d'air chaud plus importante au milieu des boîtiers.

#### Disposition adoptée pour les thermocouples au sein de l'armoire

A partir des résultats des mesures, le nombre de thermocouples utilisé dans l'armoire est optimisé. On a gardé la même disposition des thermocouples vers l'entrée des boîtiers des éléments chauffants. Le nombre des thermocouples sur les faces latérales a été réduit. Des thermocouples ont été implantés à la sortie de l'air chaud pour comparer les températures en amont et en aval des ventilateurs ainsi que celles de l'air entre les ventilateurs. Un thermocouple est placé à l'extérieur de l'armoire pour mesurer la température ambiante. On a placé les thermocouples N° 30 et N° 28 en parallèle avec les points N°20 et N°11, avec des thermocouples suspendus dans l'air, N°31 entre N°30 et N°20 et N°22 entre N°28 et N° 11. La figure III.12 présente la nouvelle configuration adoptée et le tableau III.2 récapitule les conditions utilisées pour l'ensemble des essais effectués. Les résultats de ces essais sont présentés en annexe 1.

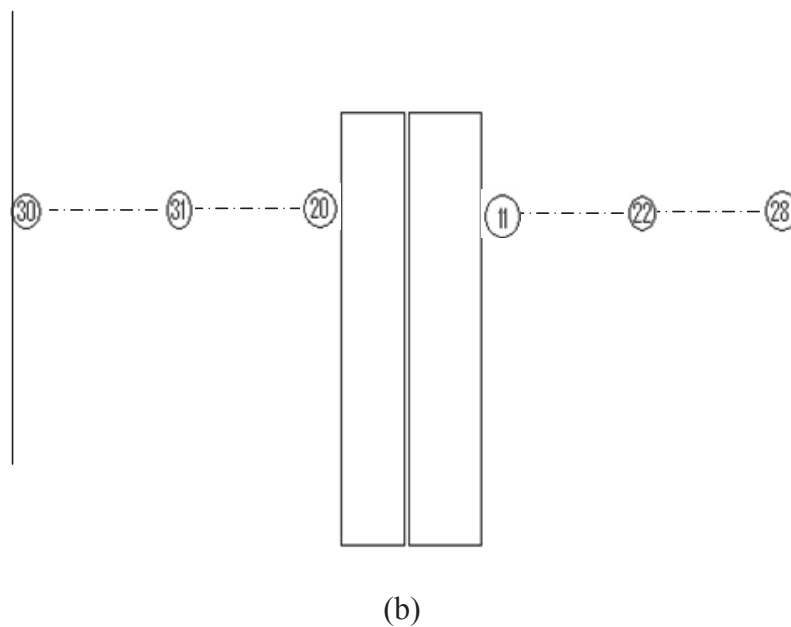
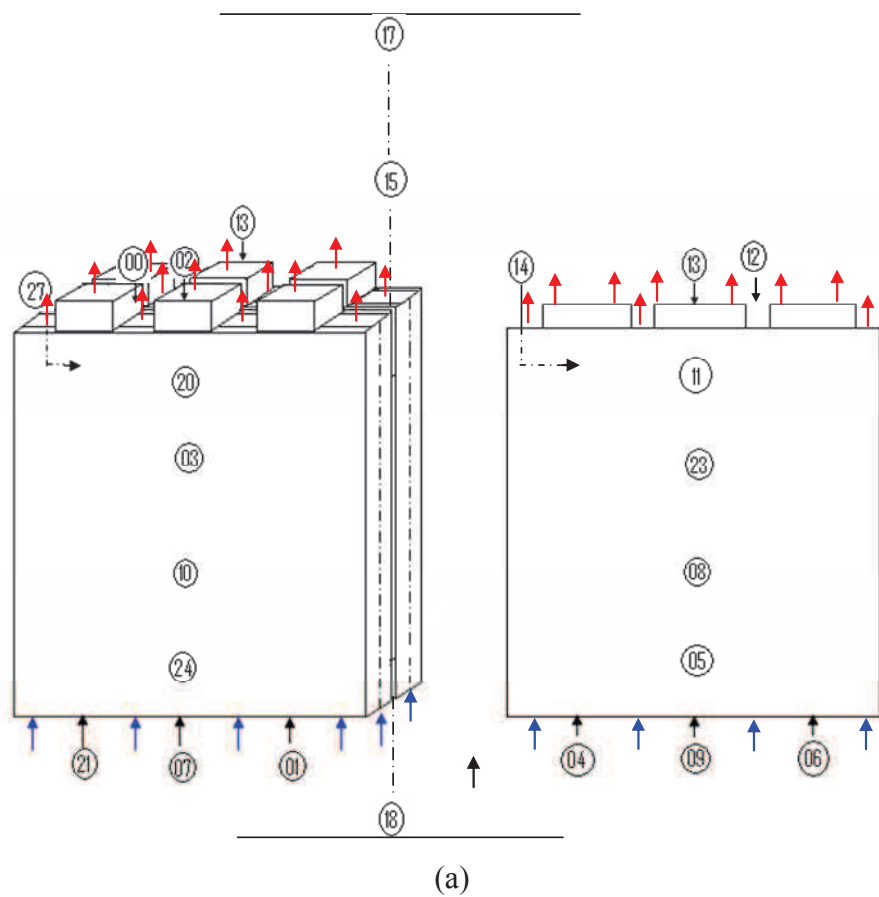


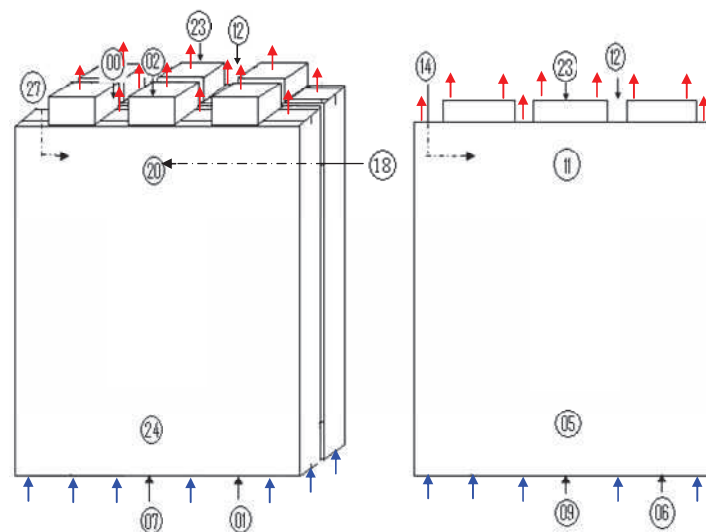
Figure III.12. Disposition des thermocouples dans l'armoire de télécommunication : (a) boîtiers chauffants, (b) température de l'air dans l'armoire.

Essais N°1	Essais N°2	Essais N°2
V = 37.0V	V = 36.2V	V = 36.6 V
I = 2.897A	I = 2.84A	I = 2.871A
P = 106.9W	P = 102.2W	P = 105 W
V = 45.3V	V = 45.7 V	V = 45.5 V
I = 3.57A	I = 3.59A	I = 3.55A
P = 162W	P = 164 W	P = 161.5W
V = 54.8 V	V = 55.2 V	
I = 4.29A	I = 4.3 A	
P = 235 W	P = 237 W	
V = 59.8 V	V = 60.1 V	V = 59.3 V
I = 4.66A	I = 4.69 A	I = 4.64 A
P = 278W	P = 282 W	P = 275 W

Tableau III.2. Conditions d'expérimentations utilisées.

A partir des résultats de ces essais, nous avons constaté une uniformité de la température de l'air à l'entrée des éléments chauffants à basse puissance. Une variation de la température de l'air à l'entrée des boîtiers est constatée pour des hautes puissances. Ceci est sûrement dû aux mouvements convectifs de recirculation imposés du départ de la source chaude le long des parois. La température augmente en s'approchant vers la porte de l'armoire.

Nous avons ensuite réduit le nombre de thermocouples placés suivant la hauteur des boîtiers chauffants et disposé d'autres thermocouples pour mesurer les températures de l'air dans l'armoire. Cette configuration est présentée en figure III.13. Différents nouveaux essais ont été effectués avec cette nouvelle disposition des thermocouples. Les résultats de ces essais sont présentés en annexe 2.



(a)

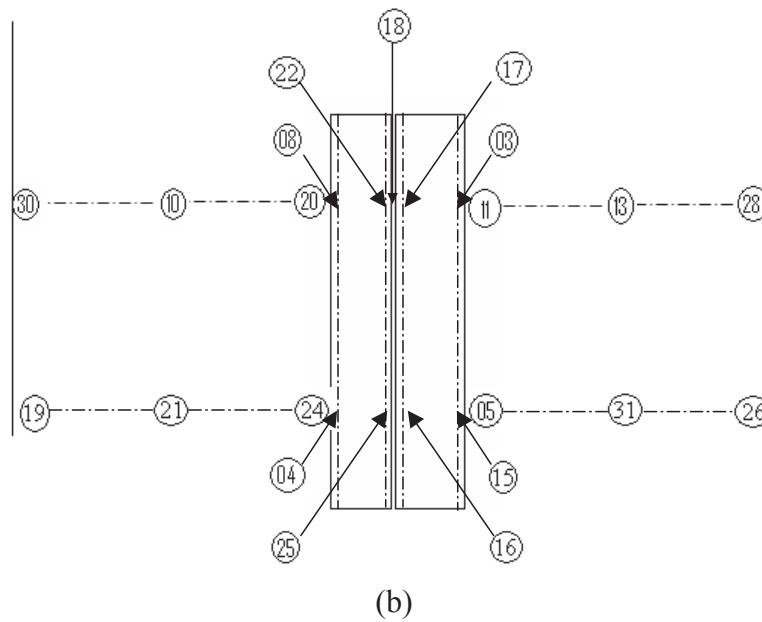
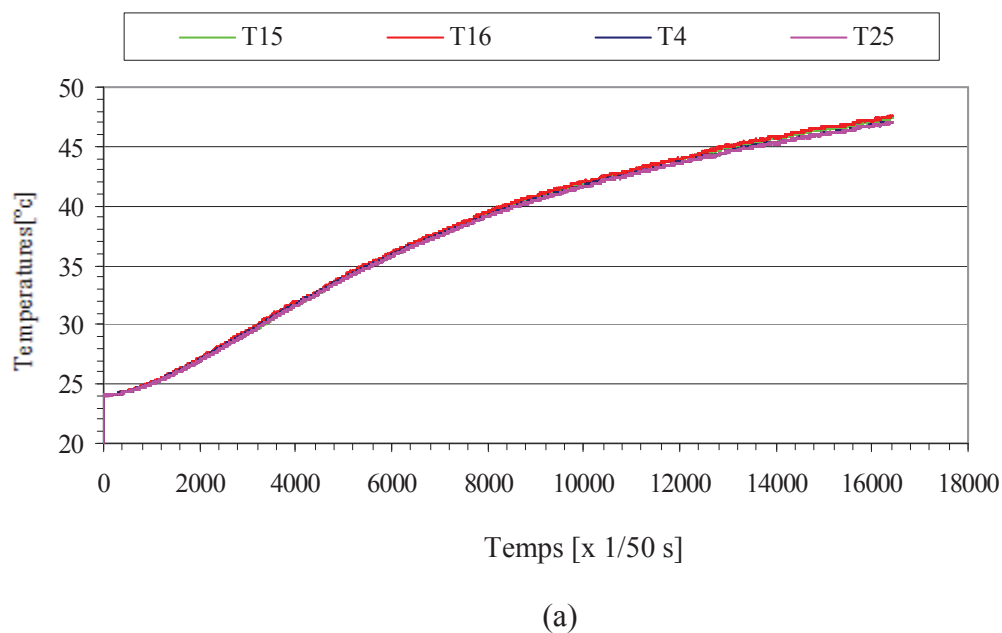


Figure III.13. Nouvelle disposition des thermocouples dans l'armoire de télécommunication :  
 (a) boîtiers chauffants, (b) Vue de face de l'armoire ouverte.

Les résultats de ces derniers essais avec ventilation ont montré que les températures des surfaces avant des boîtiers chauffants ont une température homogène suivant la largeur. Les boîtiers présentent des isothermes horizontales. Les figures III.14 a et b présentent les températures mesurées suivant la largeur des boîtiers pour une puissance imposée de 272W.



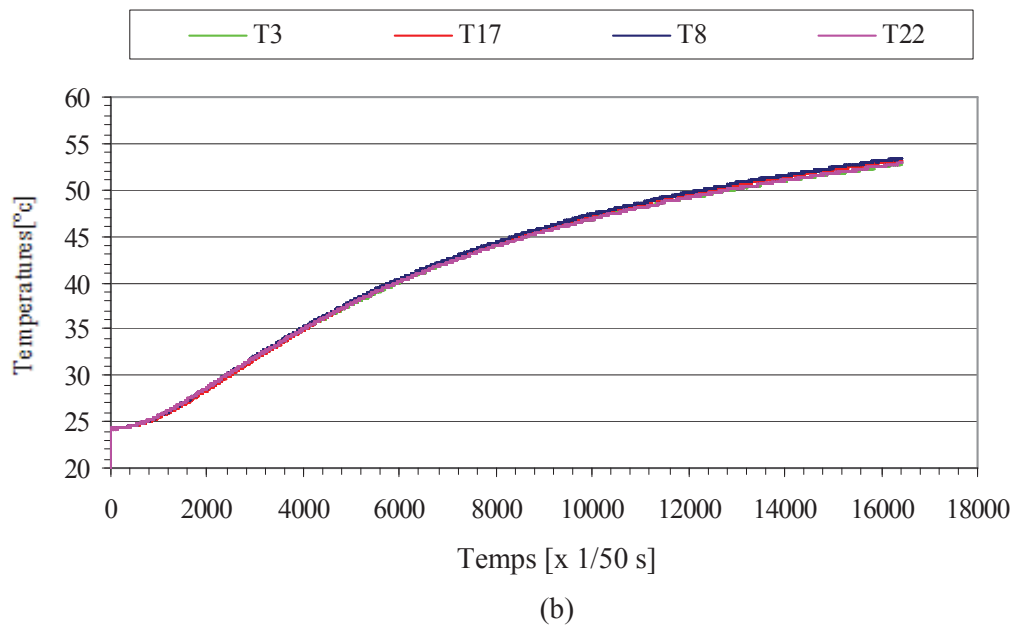


Figure III.14. Températures mesurées sur la surface des boîtiers : (a) ligne inférieure, (b) ligne supérieure.

Les résultats présentés en figure III.15 montrent que ces isothermes horizontales font le pourtour des boîtiers chauffants. En effet, les températures mesurées par les thermocouples 11 et 20 placés respectivement sur les faces latérales ont des valeurs comparables à celle mesurée par le thermocouple placé entre les deux boîtiers chauffants (voir figure III.13 b).

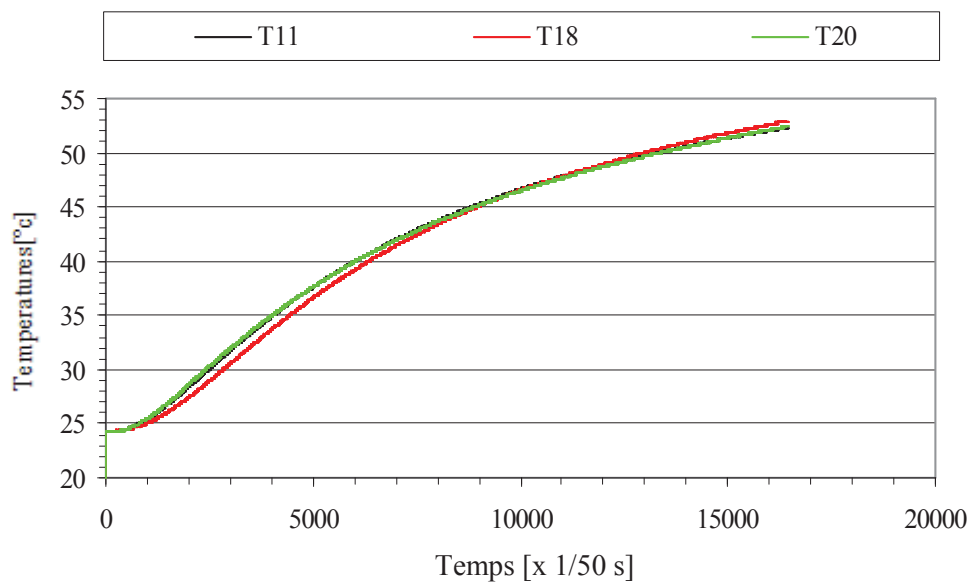
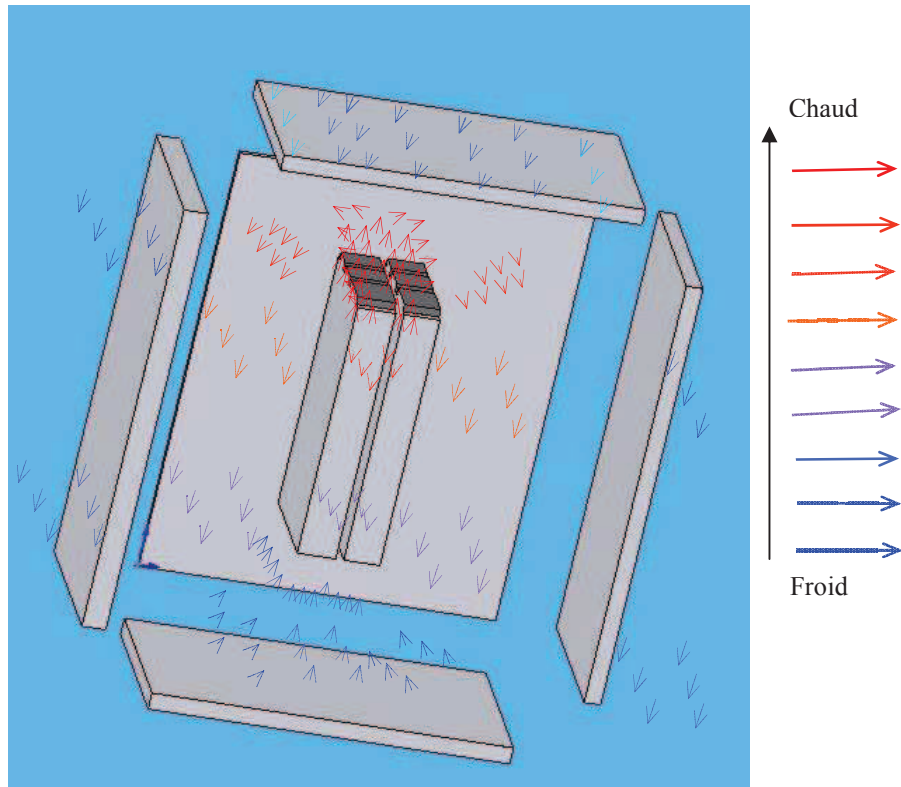


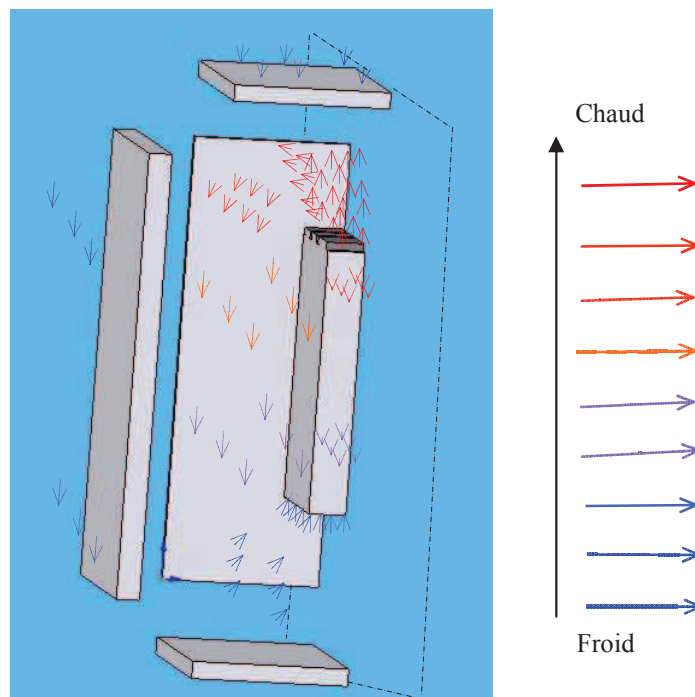
Figure III.15. Températures mesurées sur la surface latérales des boîtiers : ligne supérieure.

Répartition de la température dans l'armoire de télécommunication

A partir de l'ensemble des résultats des mesures, Les figures III.16 a, b et c schématise la répartition de la température de l'air dans l'armoire.



(a)



(b)

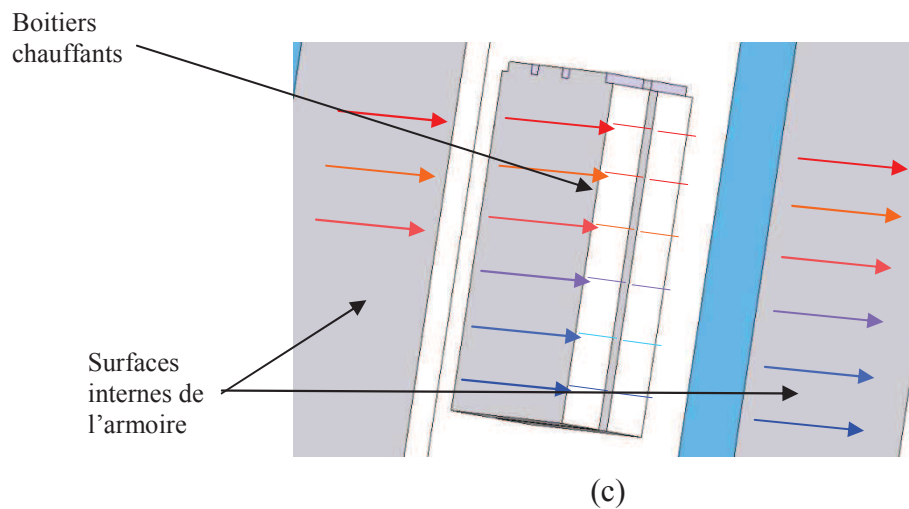


Figure III.16. Répartition de la température dans l'armoire de télécommunication.

On constate à partir des résultats d'essais que :

- la zone chaude est située au-dessus des boîtiers chauffants (figure III.16a),
- la répartition de la température est symétrique par rapport au plan médian (figure III.16b),
- la présence d'isothermes suivant des lignes horizontales (figure III.16c).

### III.1.2. Résultats d'essais sans ventilation

Dans cette deuxième partie de l'étude, l'armoire de télécommunication doit fonctionner sans le système de ventilation. Par conséquent, les essais sont effectués pour des faibles puissances imposées. Des thermocouples sont placés entre l'air, les parois de l'armoire et les faces latérales. La figure III.17 rappelle le placement de l'ensemble des thermocouples dans l'armoire de télécommunication. Elle présente la disposition des thermocouples pour mesurer la température de l'air dans deux plans différents.

Nous avons effectué deux séries d'essais à des puissances imposées de 20 et 44W pour confirmer la reproductibilité des résultats des mesures. Les températures mesurées à l'entrée des boîtiers chauffants sont présentées par la figure III.17 bis. Le thermocouple numéro 29 mesure la température de l'air ambiant à l'extérieur de l'armoire. On constate un changement de courbure sur l'évolution de la température mesurée à l'entrée si l'on compare ces courbes à celles obtenues avec ventilation.

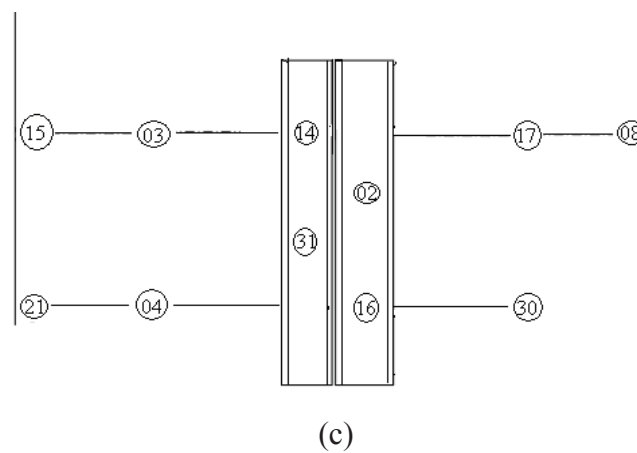
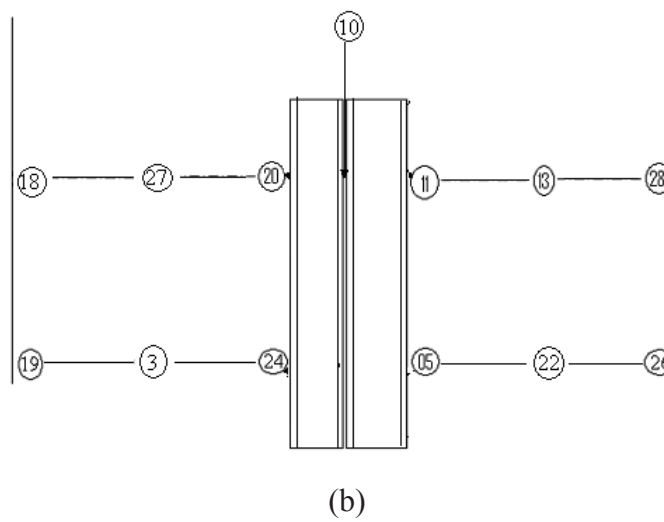
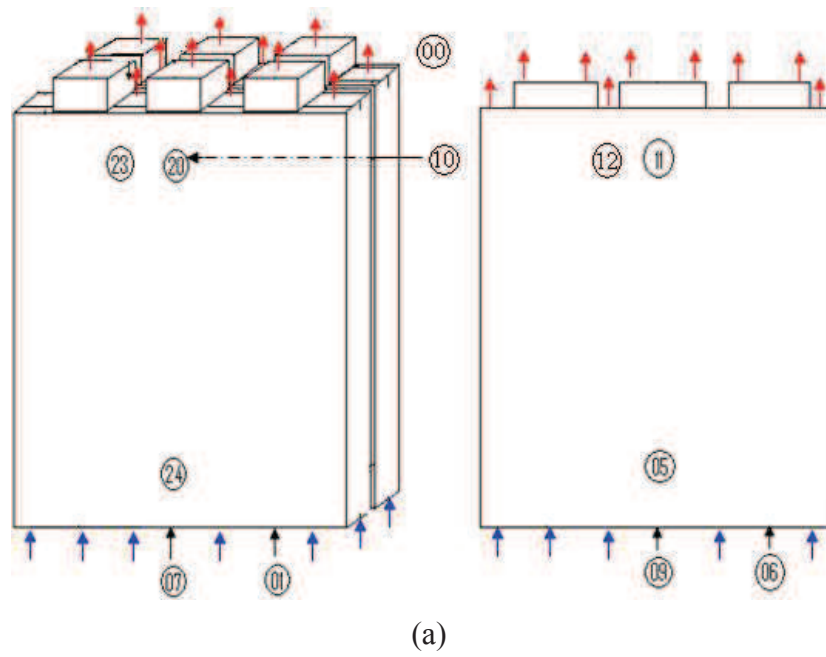
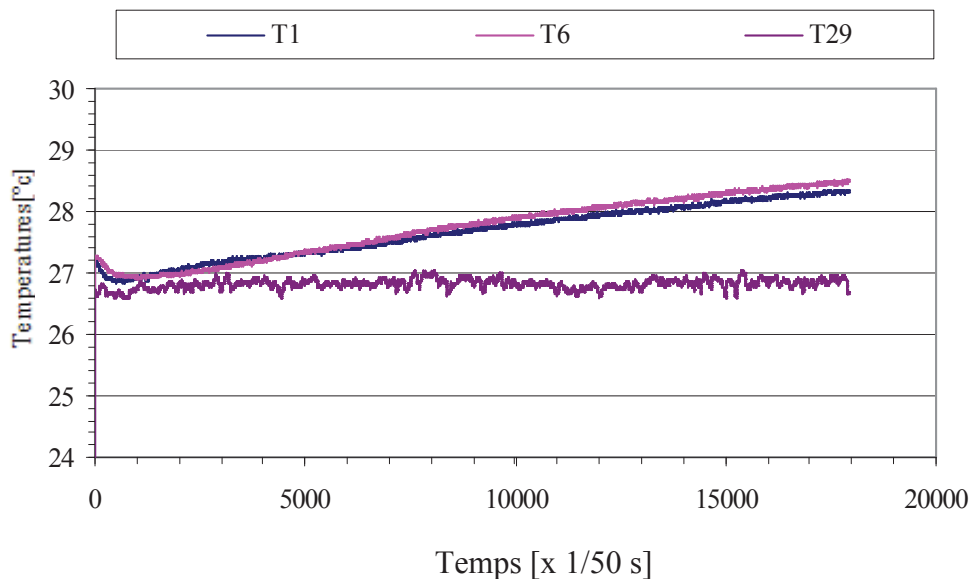


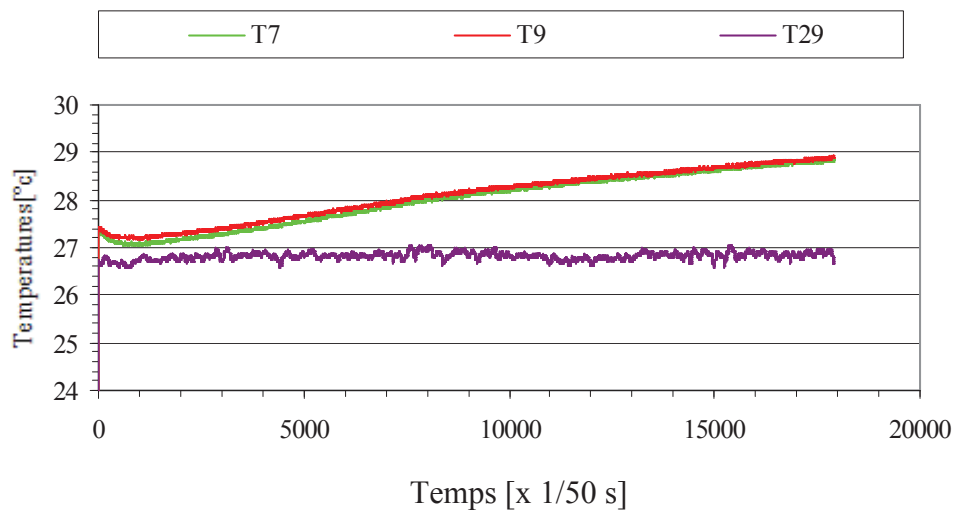
Figure III.17. Disposition des thermocouples dans l'armoire : (a) boîtiers chauffants, (b) et (c) températures de l'air à proximité des boîtiers.



La figure III.18 présente les températures mesurées à la sortie des boîtiers chauffants. On remarque une grande différence entre les températures mesurées. Ceci est dû principalement à l'écoulement d'air réalisé uniquement par convection naturelle dans les boîtiers (la ventilation est supprimée durant ces essais). Les évolutions obtenues pour les deux puissances testées sont comparables. La température augmente rapidement sans ventilation. Elle a dépassé la température limite (qui est de 53°C) pour 20 et 44W.



(a)



(b)

Figure III.17 bis. Températures mesurées à l'entrée des boîtiers pour  $P=44W$ .

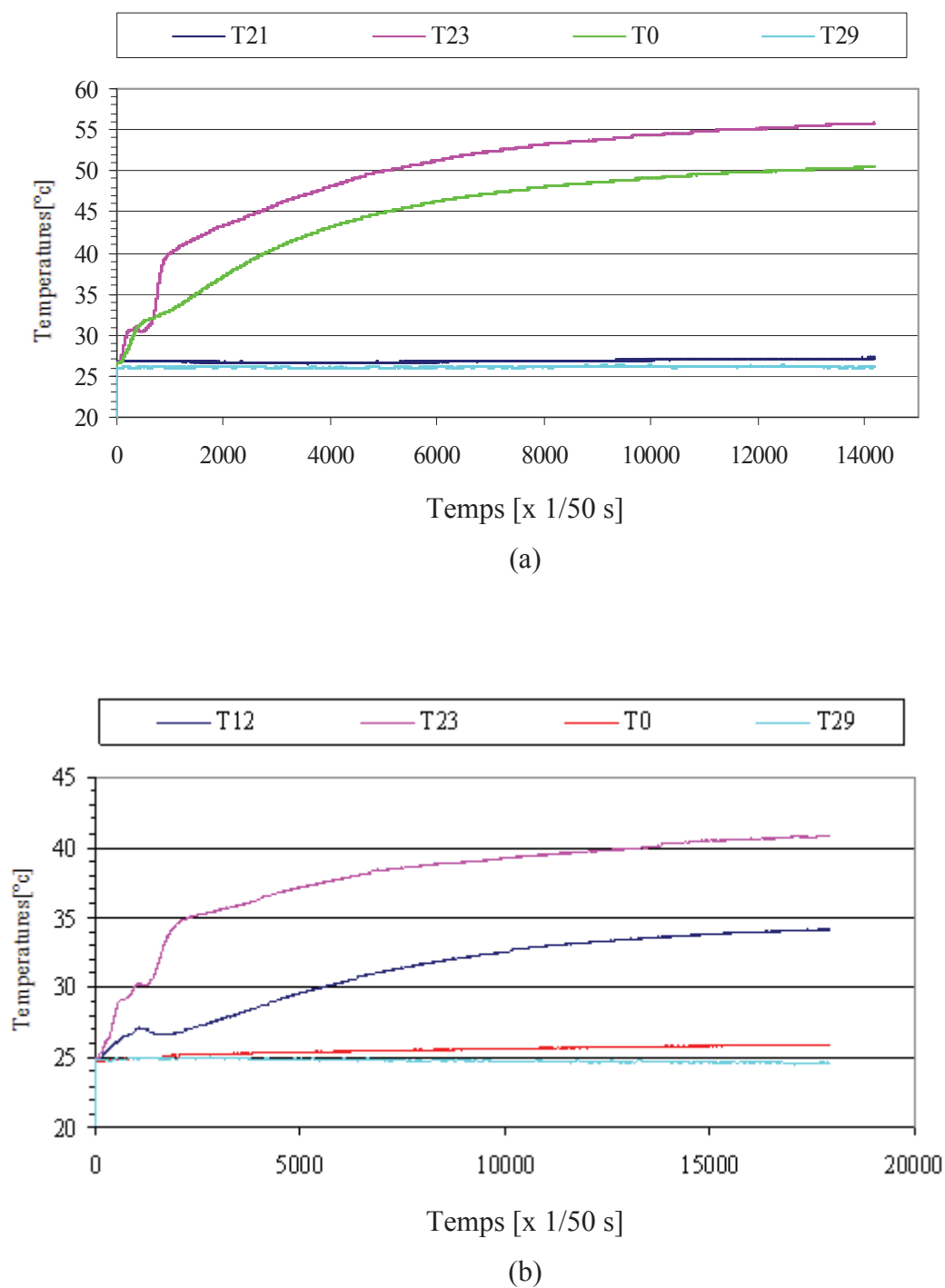


Figure III.18. Températures mesurées à la sortie des boîtiers pour : (a)  $P=44W$ , (b)  $P=20W$ .

### **III.2. RESULTATS D'ESSAIS SUR LE PROTOTYPE D'ARMOIRE DE TELECOMMUNICATION AVEC FLUX SOLAIRE**

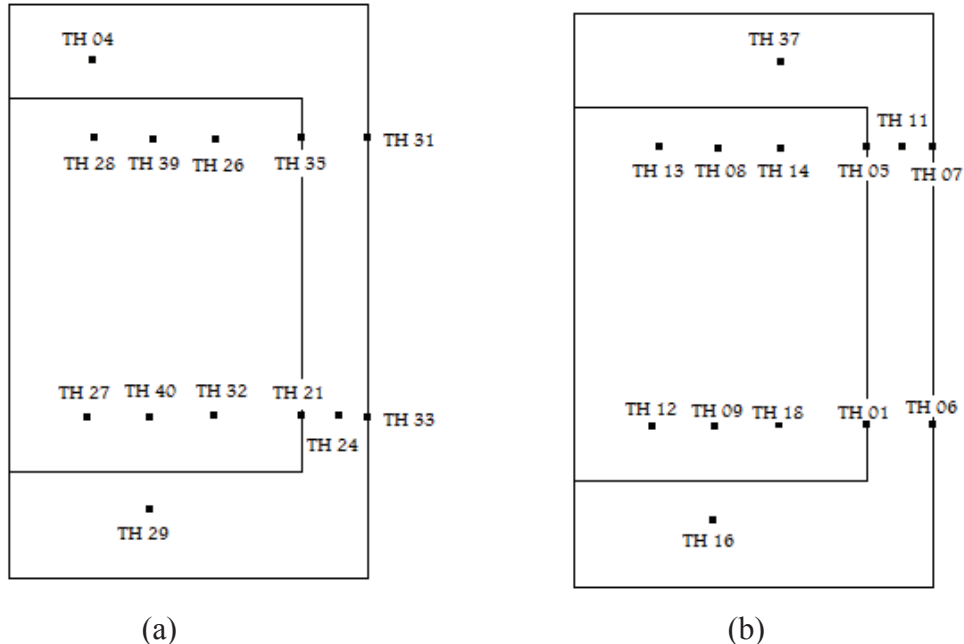
Nous avons mené une étude expérimentale du comportement thermique du prototype d'armoire de télécommunication en le soumettant à un ensoleillement artificiel. Ces essais se sont déroulés sur la plate-forme d'ensoleillement artificiel CLIMA de France Télécom R&D à Lannion. Cette plate-forme est présentée en détail dans le chapitre II. Elle permet de remplacer les contenants testés dans des conditions de températures et de flux similaires aux conditions estivales du sud de la France. Le prototype d'armoire de télécommunication est testé dans les conditions les plus défavorables qui correspondent à une orientation Ouest, soit un flux solaire de  $600 \text{ W/m}^2$  sur la plus grande surface verticale. Comme cela a été expliqué dans le chapitre II, ce flux rayonné est obtenu par l'utilisation de 36 lampes de puissance de 300W chacune, disposées dans un cadre vertical de  $4 \text{ m}^2$ . Ces lampes sont refroidies avec des ventilateurs placés au plafond. La température de la salle est contrôlée. Le pilotage des conditions d'essais est effectué à partir d'un PC, par un logiciel développé par France Télécom R&D.

Le but de cette phase expérimentale est de constituer une base de données expérimentale nécessaire au développement d'outil de modélisation et à sa validation, ce qui permettra de simuler le comportement thermique de l'armoire de télécommunication suivant d'autres conditions climatiques ou en présence d'autres composants électroniques de puissance. Les essais sont effectués en faisant varier le flux rayonné par les lampes, la puissance des équipements au sein de l'armoire ainsi que la température ambiante dans la salle. Les températures mesurées par les différents thermocouples installés au sein de l'armoire sont enregistrées en continu. Le tableau III.3 présente l'ensemble des conditions de mesures effectuées dans la plateforme CLIMA.

Essais	Conditions			Ventilation
	Température [°C]	Flux solaire [W/m <sup>2</sup> ]	Puissance dissipée [W]	
Essai 1	Variable	Variable	39.32 W	OUI
Essai 2	Variable	Variable	49.86 W	OUI
Essai 3	Variable	Variable	32,1818 W	OUI
Essai 4	Variable	400 W/m <sup>2</sup>	32,1818 W	OUI
Essai 5	Variable	400 W/m <sup>2</sup>	32,1818 W	NON
Essai 6	Variable	Variable	42.62 W	NON
Essai 7.1	30°C	Variable	42.62 W	NON
Essai 7.2	35°C	Variable	42.62 W	OUI
Essais 8	30°C	Variable	54.21 W	OUI
Essais 9	25°C	Variable	49.27 W	OUI

Tableau III.3. Conditions d'essais effectués dans la plateforme CLIMA

Nous présentons dans ce chapitre un exemple de résultats de mesures montrant les évolutions des températures dans l'armoire et celles des densités de flux solaire et de la température ambiante. La figure III.19 montre la disposition des thermocouples dans l'armoire de télécommunication.



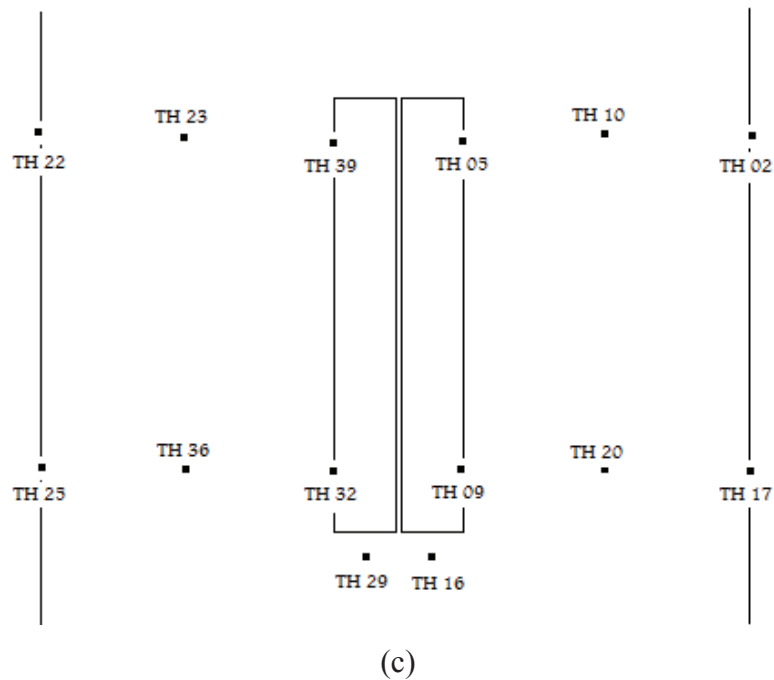


Figure III.19. Disposition des thermocouples dans l'armoire : (a) boîtier gauche, (b) boîtier à droite, (c) vue de face de l'armoire ouverte.

La figure III.19 présente les profils de la densité de flux solaire (artificiel) et de la température ambiante imposés par la plateforme CLIMA. Ces profils reflètent les évolutions temporelles de la température et du flux solaire dans des conditions extrêmes et comparables à la réalité. La densité de flux rayonnée par les lampes est au maximum égale à  $600\text{W/m}^2$ . La température ambiante varie en fonction de la densité de flux solaire : elle atteint un maximum de  $40^\circ\text{C}$  lorsque la densité de flux est de  $600\text{W/m}^2$  et un minimum de  $22^\circ\text{C}$  lorsque la densité de flux rayonnée est nulle. Ces évolutions représentent les variations de température et ensoleillement typiques du sud de la France.

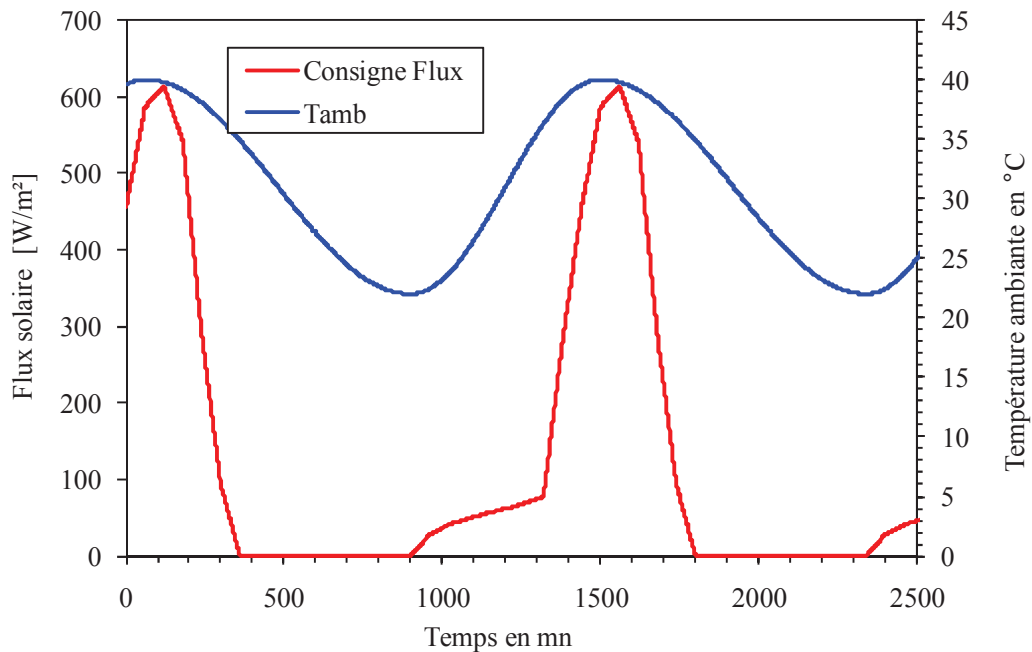


Figure III.20. Densité de flux solaire et température ambiante.

La puissance des boîtiers chauffants placés à l'intérieur de l'armoire est de 42W. La figure III.21 présente les évolutions temporelles des températures d'air mesurées à l'entrée et à la sortie des boîtiers. L'écart entre ces deux températures est sensiblement constant en absence de flux solaire. Il devient maximal lorsque la densité de flux rayonné est maximale. Les températures de tous les thermocouples placés à l'entrée des boîtiers chauffants sont comparables, de même pour ceux placés à la sortie des boîtiers chauffants. Pour plus de lisibilité, nous avons présenté dans la figure III.21 uniquement les températures mesurées par les thermocouples numéro 1 et 5. La figure III.22 présente les températures de surface des côtés gauche et droit de l'armoire de télécommunication. Ces températures sont mesurées par des thermocouples placés sur les surfaces externes de l'armoire. Les valeurs des températures mesurées sont influencées par l'orientation de l'armoire par rapport au rayonnement solaire. La température la plus basse est mesurée en bas de l'armoire sur le côté opposé à celui exposé au rayonnement solaire. Un écart maximal de 15°C est enregistré entre la température maximale et la température minimale.

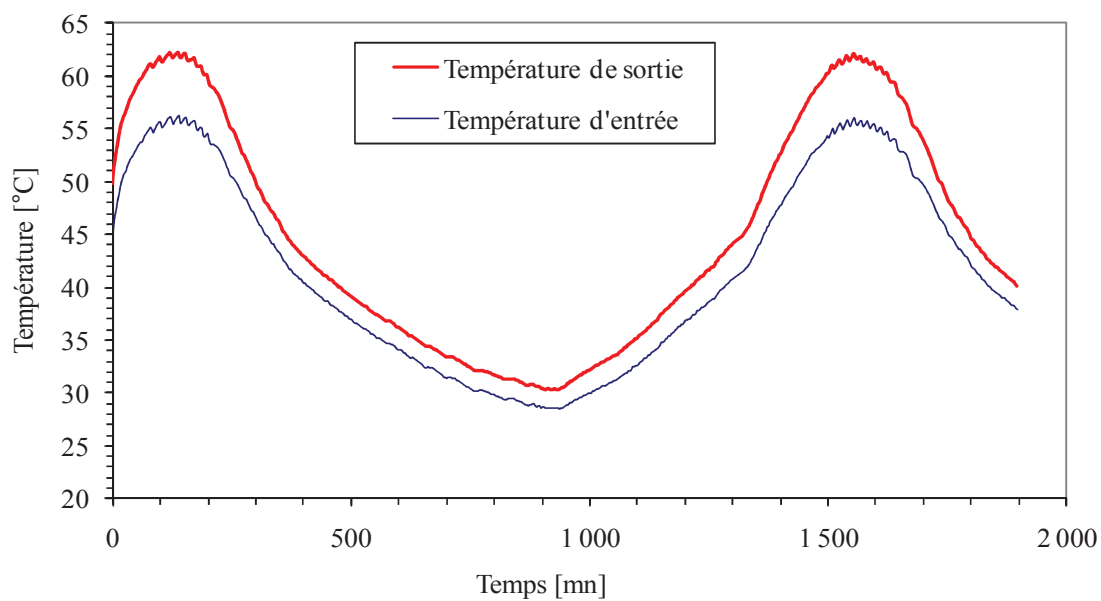


Figure III.21. Températures d'entrée et de sortie des boîtiers chauffants.

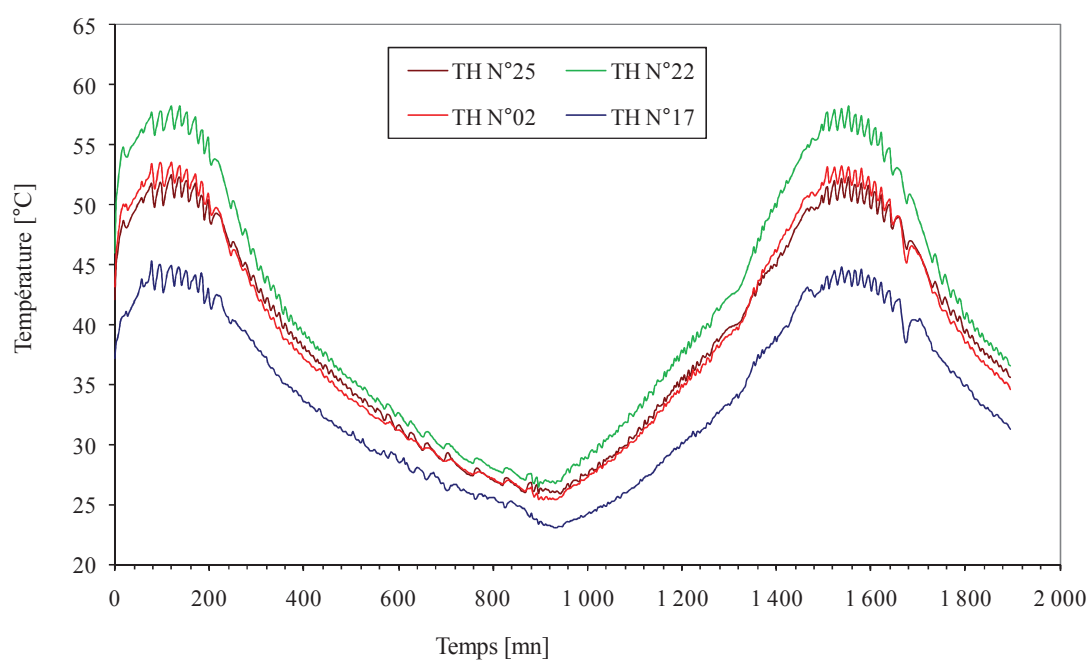


Figure III.22. Températures des surfaces de l'armoire (côté gauche et côté droit).

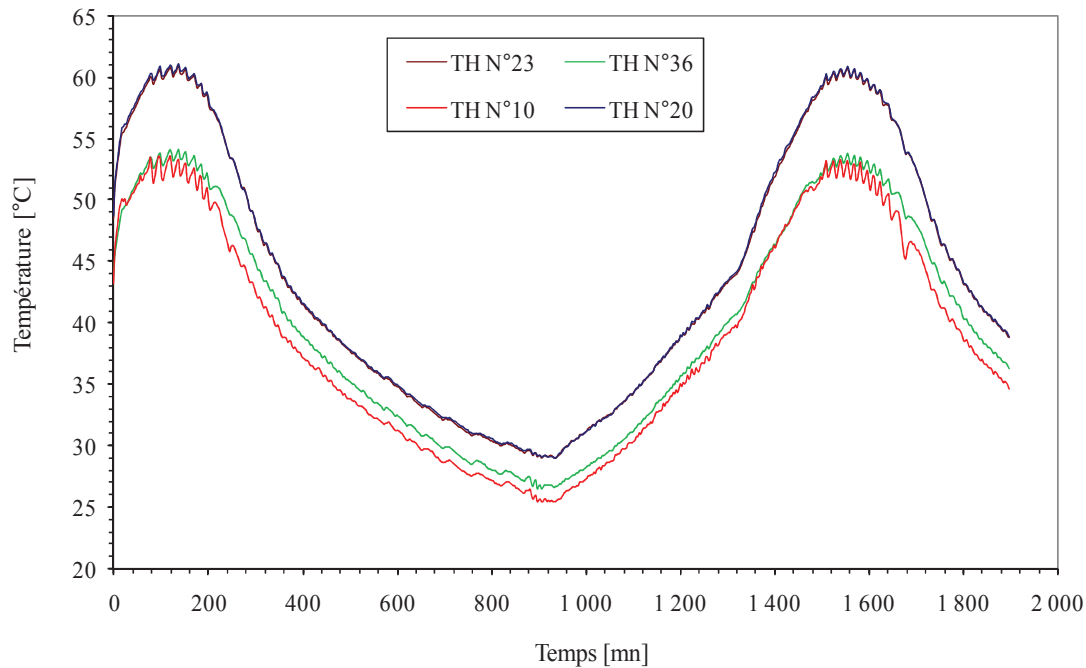


Figure III.23. Températures de l'air entre les boîtiers chauffants et les surfaces de l'armoire.

La figure III.23 présente les températures des couches d'air à gauche et à droite des boîtiers chauffants. Les thermocouples numéro 10 et 36 placés dans la zone inférieure de l'armoire mesurent des températures comparables, de même pour les thermocouples 23 et 36 placés sur la zone supérieure de l'armoire. Ces résultats confirment la symétrie des transferts dans l'armoire par rapport au plan vertical.

### III.3. CONCLUSIONS

Les essais sur le prototype d'armoire de télécommunication sont effectués avec et sans flux solaire. On a conduit l'ensemble des essais dans le but d'optimiser le nombre de thermocouples utilisés et aussi étudier la possibilité de faire fonctionner l'armoire de télécommunication sans système de ventilation installé à l'entrée des boîtiers chauffants. On montre la présence de lignes isothermes au niveau des surfaces de l'armoire et sur les surfaces des boîtiers chauffants.



**CHAPITRE IV :**

**MODELISATION THERMIQUE DE L'ARMOIRE DE  
TELECOMMUNICATION EN REGIME TRANSITOIRE**

## **IV. MODELISATION THERMIQUE DE L'ARMOIRE DE TELECOMMUNICATION EN REGIME TRANSITOIRE**

Depuis de nombreuses années, les techniques de simulation connaissent un développement considérable. Les mises au point expérimentales, longues et coûteuses sont progressivement remplacées par des études dans lesquelles les outils de simulation prennent une place de plus en plus importante. Les impératifs industriels de rapidité et de limitation des coûts sont pour l'essentiel responsables de cette évolution. Dans ces conditions, et afin de mieux cerner l'impact des paramètres thermiques sur les prestations, il convient de se doter d'un outil de modélisation afin d'analyser des phénomènes thermiques transitoires ou stationnaires.

Depuis quelques années, avec le développement des outils de simulation, les besoins en modélisation se sont fortement accrus. La résolution de l'équation différentielle peut s'effectuer à l'aide de plusieurs méthodes parmi lesquelles on peut citer :

- la méthode par les séries de Taylor ;
- la méthode des résidus ;
- la méthode des éléments finis ;
- la méthode des volumes finis ;
- la méthode nodale.

La méthodologie retenue associe toujours, d'une part une méthode de discrétisation, transformant les équations de travail, et d'autre part un domaine d'étude, constitué de blocs de géométrie diverse. La complexité des outils de simulation, due à la diversité des domaines physiques abordés, nécessite l'utilisation d'un concept de simulation global.

Dans ce chapitre, on présente la procédure suivie pour modéliser le comportement thermique dans une armoire de télécommunication. L'objectif du modèle qu'on souhaite développer est la prédiction de la répartition de la température de l'air dans l'armoire et surtout celle à l'entrée des boîtiers chauffants. Le modèle doit prédire les évolutions de la température en régime transitoire. Les conditions d'entrée du modèle sont la température ambiante, la puissance des sources de chaleur représentant les équipements de télécommunication. L'orientation de l'armoire par rapport au rayonnement solaire sera également prise en compte pour définir les surfaces exposées au soleil.

Nous avons privilégié la modélisation par réseau nodal car le traitement numérique de l'armoire doit être fait en régime transitoire et en tridimensionnel. L'utilisation de la modélisation par réseau nodal permet une réponse rapide du système comparé à celle effectuée par éléments finis.

Dans ce chapitre, nous présentons dans un premier temps le principe de la modélisation par réseau nodal. Ensuite, nous détaillons la discrétisation adoptée et le positionnement des nœuds de calcul définis dans l'armoire. Nous présentons également l'ensemble des équations et des conditions utilisées pour modéliser le rayonnement solaire. Des exemples de résultats de calcul sont présentés et analysés dont le but principal est de valider le modèle développé.

#### IV.1. METHODE DE MODELISATION PAR RESEAU NODAL

Cette méthode a fait ses preuves dans de nombreuses applications et reste très souple d'utilisation notamment dans le cas de la réduction des modèles (Lagonotte et al. 1999). Elle est basée sur une analogie thermique/électrique et est particulièrement adaptée aux problèmes d'analyse de systèmes complexes faisant appel à différents domaines de la physique et aux études de sensibilité (Saulnier, 1989, Saulnier et Alexandre, 1985, Saulnier et al. 1985, Gene, 1989). Le principe fondamental de la méthode nodale consiste à découper un système physique, siège de différents échanges thermiques, hydrauliques ou électriques, en un nombre fini d'éléments de volume  $V_i$  comme le montre la figure IV.1. À chaque élément de volume est associé un nœud noté par  $N_i$ . À chaque nœud  $N_i$ , on associe une ou plusieurs variables intensives (température, tension et pression) que l'on suppose uniformes dans le volume  $V_i$ . Dans le cas de régimes permanent ou transitoire, on suppose que les propriétés thermophysiques telles que la capacité thermique massique  $C_i$ , la masse volumique  $\rho_i$ , la conductivité thermique  $\lambda_i$  sont susceptibles d'évoluer en fonction de différentes grandeurs telles que : la température et la pression. On pourra également prendre en compte des caractéristiques physiques telles que l'anisotropie de certains matériaux.

Le flux thermique représente les échanges entre les nœuds qui sont régis par des lois physiques que l'on modélise grâce à la notion de conductance, permettant de relier les valeurs des grandeurs intensives et de flux. Un nœud 'i' peut se voir doté d'un terme source ' $Q_i$ ' représentant un flux thermique généré au sein du volume ' $V_i$ '. Ce terme source peut représenter des phénomènes physiques divers tels que : l'effet Joule, une énergie solaire ou chimique, etc.

La modélisation par réseau nodal d'un système donné conduit à établir un ensemble de nœuds, de sources et de conductances. Les équations, qui relient les variables, s'organisent en systèmes algébriques ou différentiels, linéaires ou non, dont la mise en place et la résolution sont effectuées par un solveur.

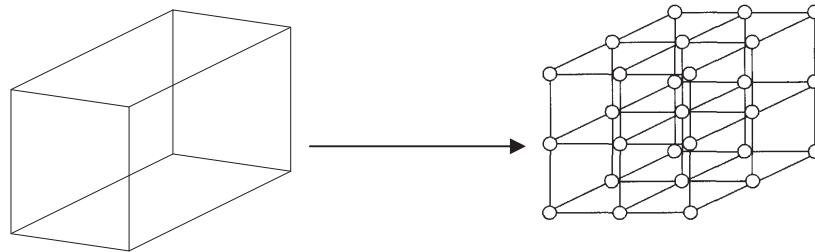


Figure. IV.1. Principe de la modélisation par réseau nodal

#### IV.1.1. Analogie thermique/électrique : mise en équations des transferts par analyse nodale

L'analyse par réseau nodal peut être utilisée pour les phénomènes d'échanges tridimensionnels par conduction, par rayonnement et par convection fluide-paroi. En principe, elle peut s'appliquer aussi bien à la modélisation d'une armoire de télécommunication soumise à une densité de flux solaire variable au cours du temps.

En général, la modélisation d'un système thermique revient à mettre en place un réseau de capacités thermiques ( $C_i = \rho_i c_i V_i$ ), de sources de chaleur et de conductances thermiques. Les équations de base décrivent les échanges d'énergie dans ce réseau et les températures qui en résultent. Les conductances thermiques  $G_{ij}$  sont définies par l'expression formelle du flux énergétique  $\Phi_{ij}$ , échangé entre deux nœuds adjacents  $i$  et  $j$  :

$$\Phi_{ij} = G_{ij} (T_i - T_j) \quad (IV.1)$$

Les expressions des conductances dépendent de la nature des échanges (conduction, convection ou rayonnement). Dans le cas des transferts par conduction, la conductance est exprimée géométrie cartésienne par :

$$G_{ij} = \frac{\lambda S_{ij}}{L_{ij}} \quad (IV.2)$$

avec :  $\lambda$  est la conductivité thermique,  $S_{ij}$  est la surface et  $L_{ij}$  représente la distance séparant les nœuds  $i$  et  $j$ .

Pour les transferts par rayonnement, la conductance est définie par l'expression suivante :

$$G_{ij} = \varepsilon_i \varepsilon_j \sigma S_i F_{ij} (T_i^2 - T_j^2) (T_i + T_j) \quad (IV.3)$$

avec :  $\varepsilon_i$  : l'émissivité de la source  $i$ ,

$\varepsilon_j$  : l'émissivité de la source  $j$ ,

$\sigma$  : constante de Planck,

$S_i$  : surface de la source  $i$ ,

$F_{ij}$  : facteur de forme,

$T_i$  : température de la source  $i$ ,

$T_j$  : température de la source  $j$ .

Dans le cas de la convection, la conductance est définie par :

$$G_{ij} = h S_{ij} \quad (IV.4)$$

Avec :  $h$  est le coefficient de convection fluide-paroi,  $S_{ij}$  représente la surface d'échange. Le coefficient  $h$  est estimé en faisant appel à des corrélations publiées dans la littérature.

Dans le modèle physique, les équations de bilan utilisées traduisent la conservation de l'énergie au sein de chaque élément de volume attaché à chaque nœud considéré. Les équations bilan égalent l'apport énergétique par les différents modes de transfert thermique et la variation d'énergie interne du volume considéré. En effet, l'équation de bilan traduisant la conservation de l'énergie à un nœud ' $i$ ' impliqué dans des échanges radiatif et conductif et soumis à une source de chaleur  $Q_i(t)$  s'écrit sous la forme suivante :

$$C \frac{dT_i}{dt} = \sum_j G_{ij} (T_j + T_i) + \sum_k G_{ik} (T_k - T_i) + Q_i(t) \quad (IV.5)$$

Appliquée à l'ensemble des nœuds d'un système thermique, l'équation de conservation de l'énergie (IV.5) va se traduire par l'écriture d'un système d'équations du type algèbro-différentielles couplées et non linéaires.

## IV.2. APPLICATION : MODELISATION D'UN PROTOTYPE D'ARMOIRE DE TELECOMMUNICATION

Nous nous sommes intéressés au développement d'un modèle numérique pour un prototype d'armoire de télécommunication. Les dimensions de ce prototype sont présentées par la figure IV.2. Deux éléments chauffants sous forme parallélépipédiques sont insérés à l'intérieur de l'armoire : à 240 mm du bord gauche, à 280 mm du bord droit, à 143 mm du bord inférieur et à 194 mm du bord supérieur de l'armoire (figure IV.3).

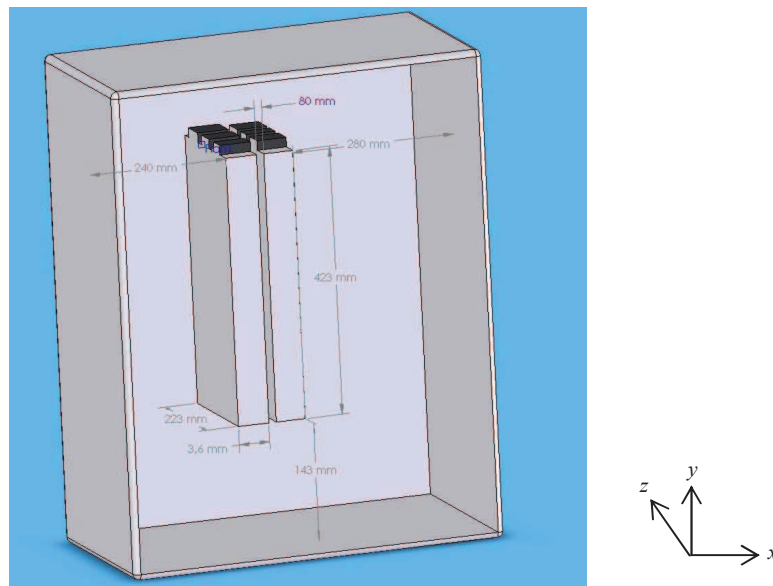


Figure IV.2. Prototype d'armoire de télécommunication.

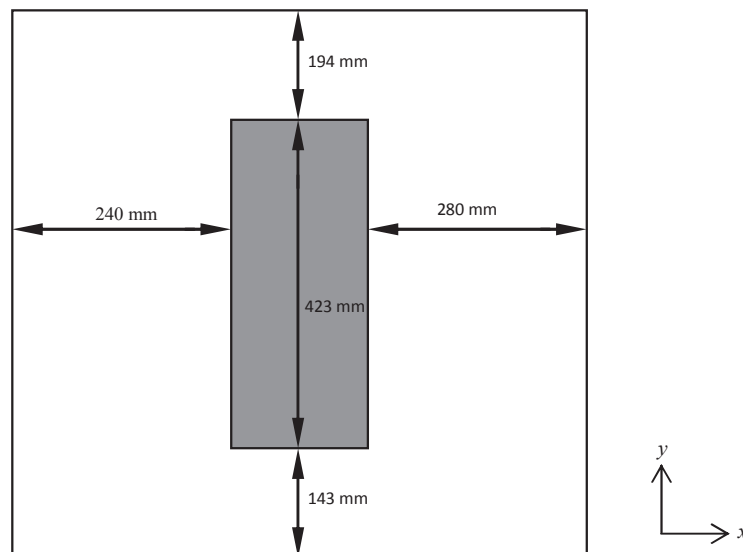


Figure IV. 3. Placement des éléments chauffants dans l'armoire.

### IV.2.1. Maillage de l'armoire de télécommunication

La modélisation de l'armoire doit aboutir à une détermination de la répartition de la température en tridimensionnel et en régime transitoire. Le maillage est donc effectué en utilisant un partage de l'armoire en plusieurs plans de calcul. Un premier maillage est effectué suivant l'axe oy comme le montre la figure IV.3 où l'armoire est partagée suivant sa hauteur 7 en plans de calculs espacés d'une distance  $\Delta y = 108$  mm.

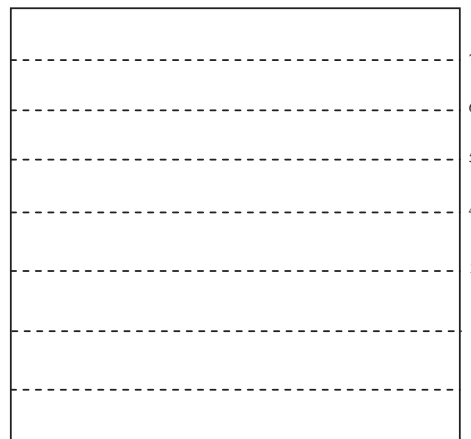


Figure IV.3bis. Maillage suivant oy.

Suivant la largeur de l'armoire (600 suivant l'axe Ox), les éléments chauffants ont une largeur de 80 mm. Dans ce cas, on a défini 7 plans de calcul espacés de  $\Delta x = 120$  mm, 40 mm ou 160 mm comme le montre la figure IV.4.

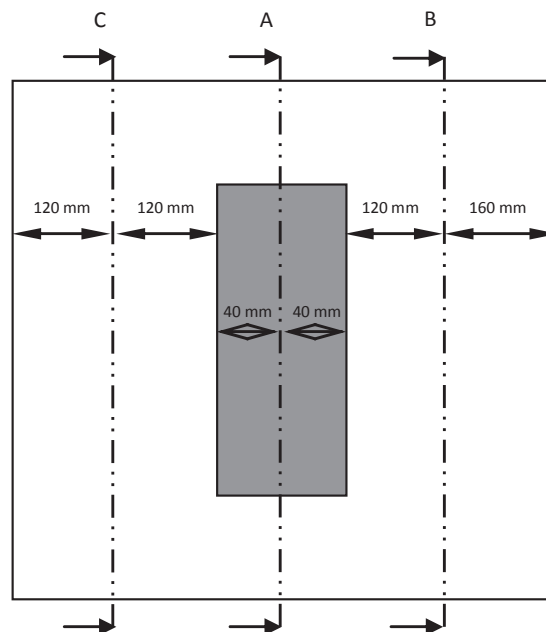


Figure IV.4. Maillage suivant Ox

Le dernier maillage est effectué suivant la profondeur de l'armoire (figure IV.5a). Nous avons donc effectué les calculs sur 2 plans de coupe comme le montre le schéma présenté en figure IV.5b.

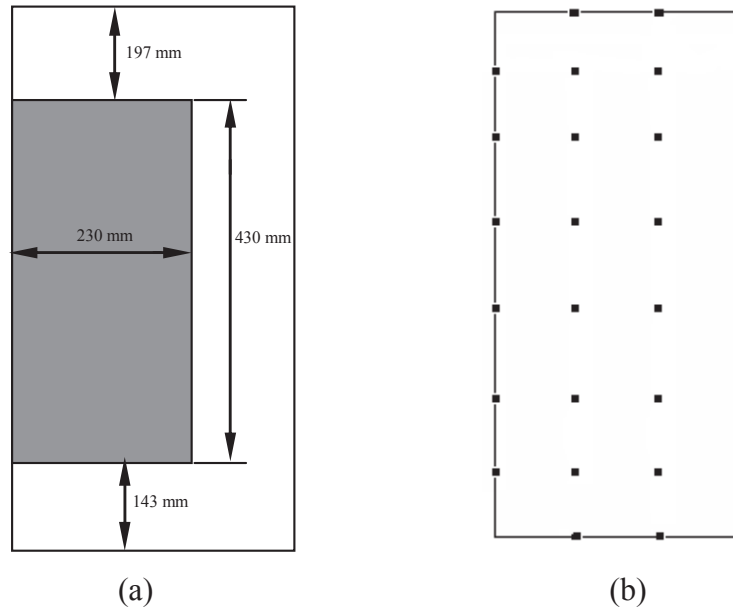


Figure IV.5. (a) dimensions de l'armoire, (b) plans de calculs suivant la profondeur.

L'utilisation de trois plans de calcul suivant la profondeur de l'armoire a l'avantage d'utiliser un maillage régulier d'un pas  $\Delta z = 108,66$  mm et un nombre de nœuds de calcul  $N_z = 4$ . Le pas de calcul suivant la hauteur ( $\Delta y = 108$  mm) est conservé et la température est calculée sur 8 nœuds de calcul ( $N_y = 7$ ). La figure IV.6 présente les trois plans de coupe suivant la largeur de l'armoire et le maillage retenu pour chaque plan de calcul.

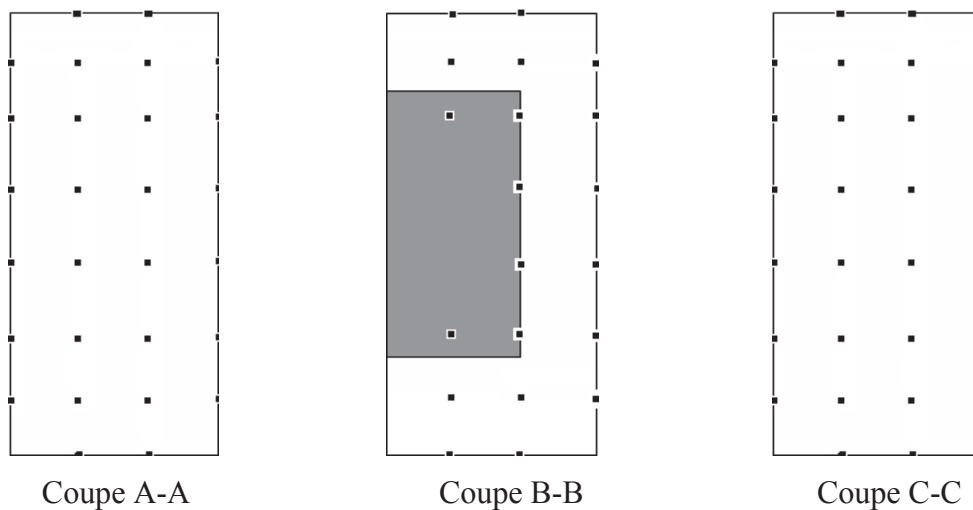


Figure IV.6. Schéma des trois plans de calculs suivant la profondeur et la hauteur de l'armoire.



### IV.2.2. Equations de base

L'équation de base régissant la répartition de la température dans l'armoire est définie pour chaque nœud de calcul par l'équation générale suivante :

$$C_i \frac{dT_i}{dt} = \sum_j G_{ij} (T_j - T_i) + Q_i(t) \quad (IV.6)$$

Dans l'armoire, chaque nœud est indicé par  $i, j, k$ . Ces indices sont définis suivant les axes  $Ox, Oy, Oz$  tels que :

$Ox \rightarrow$  indice  $i : 1 \leq i \leq N_x$

$Oy \rightarrow$  indice  $j : 1 \leq j \leq N_y$

$Oz \rightarrow$  indice  $k : 1 \leq k \leq N_z$

$N_x, N_y$  et  $N_z$  représentent le nombre de nœuds de calcul suivant les direction  $Ox, Oy$  et  $Oz$  respectivement.

La température de chaque nœud de calcul indicé par  $(i, j, k)$  sera notée par  $T(i, j, k)$ . Comme le montre la figure IV.7, en chaque nœud de calcul, la température  $T(i, j, k)$  dépendra des valeurs des six résistances thermiques  $R_{th}$  (ou conductance  $G$ ), de la capacité thermique  $C_{th}$  et de la source du flux de chaleur  $\Phi_{i,j,k}$ .

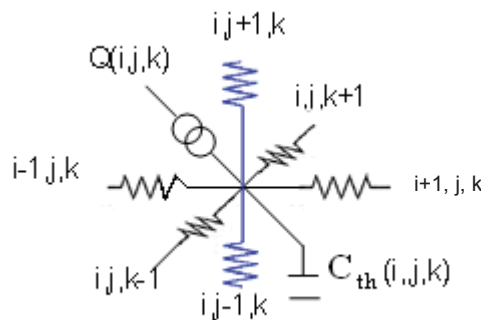


Figure IV.7. Schéma de principe

Les expressions utilisées pour le calcul des conductances dépendent du mode de transfert thermique présent entre les nœuds de calcul considérés. Nous rappelons, les trois expressions générales représentant la conductance entre deux nœuds quelconques  $(i,j)$ .

$$G_{ij} = \frac{\lambda S_{ij}}{L_{ij}} \rightarrow \text{pour le transfert par conduction.}$$

$$G_{ij} = hS_{ij} \rightarrow \text{pour le transfert par convection.}$$

$$G_{ij} = \varepsilon_i \varepsilon_j \sigma S_{ij} (T_i^2 + T_j^2) (T_i + T_j) \rightarrow \text{pour le transfert par rayonnement.}$$

### IV.2.3. Schémas électriques équivalents

Nous avons représenté le schéma électrique équivalent de l'ensemble des plans de calcul de l'armoire de télécommunication. La figure IV.8 schématise le découpage, les nœuds de calcul et l'ensemble des résistances thermiques prises en compte pour calculer les températures internes de l'armoire et celles de la paroi des éléments chauffants. Ce schéma électrique équivalent concerne le plan central défini par les axes (Ox, Oy) et situé à une profondeur  $z = 111,5$  mm. La figure IV.9 présente la configuration du plan de calcul situé à une profondeur  $z = 223$  mm et dans lequel on effectue le calcul des températures des surfaces des éléments chauffants en tenant compte des températures de la porte de l'armoire et aussi le calcul des températures de l'air à l'intérieur de l'armoire de télécommunication.

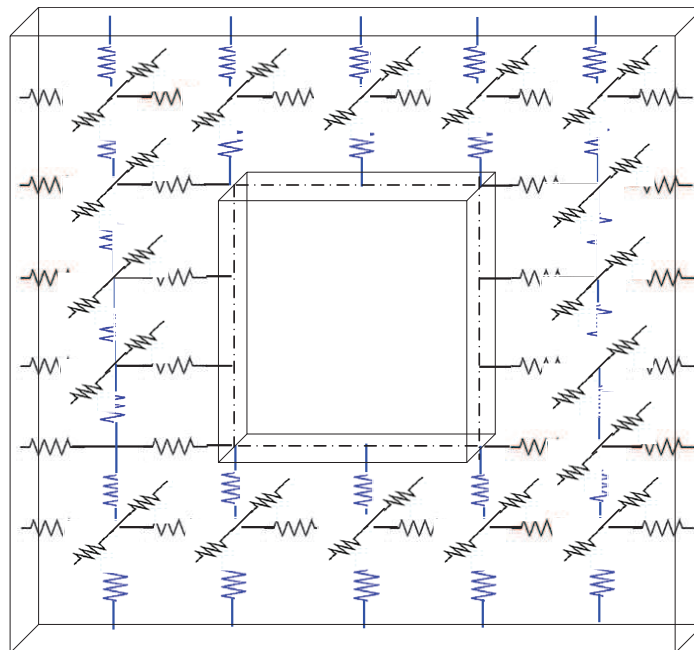
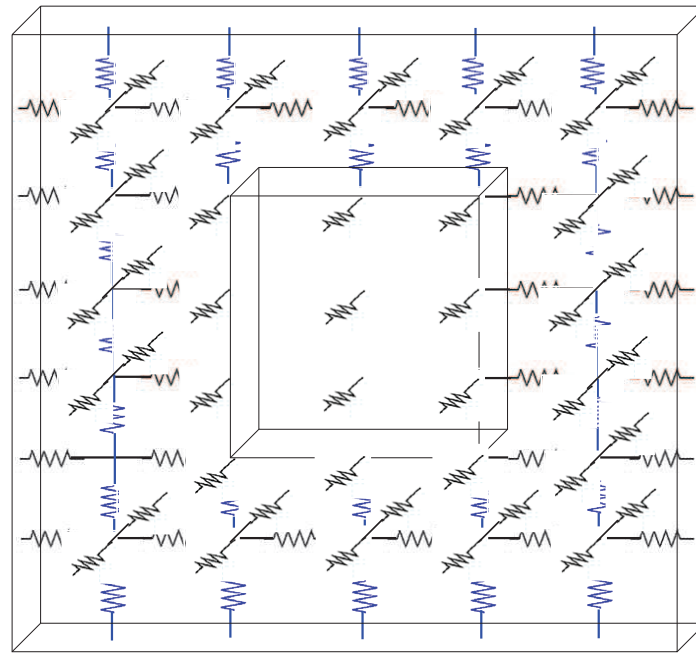
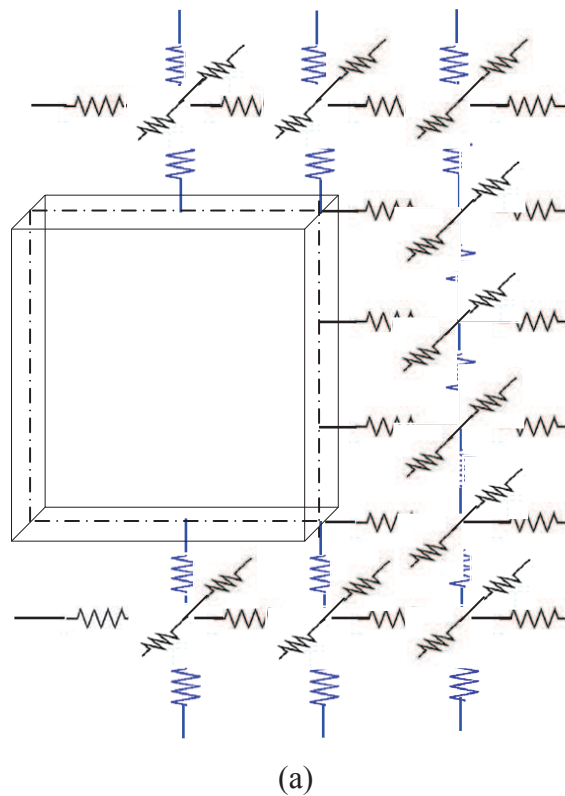


Figure IV.8. Schéma résistif équivalent  $z = 111,5$  mm

Figure IV.9. Schéma résistif équivalent,  $z = 223$  mm

Les schémas électriques équivalents aux trois plans de calcul présentés dans la figure IV.6 sont schématisés par la figure IV.10. On montre l'ensemble des résistances thermiques dans le plan central à proximité des blocs chauffants et aussi les schémas concernant les plans situés sur les bords des éléments chauffants.



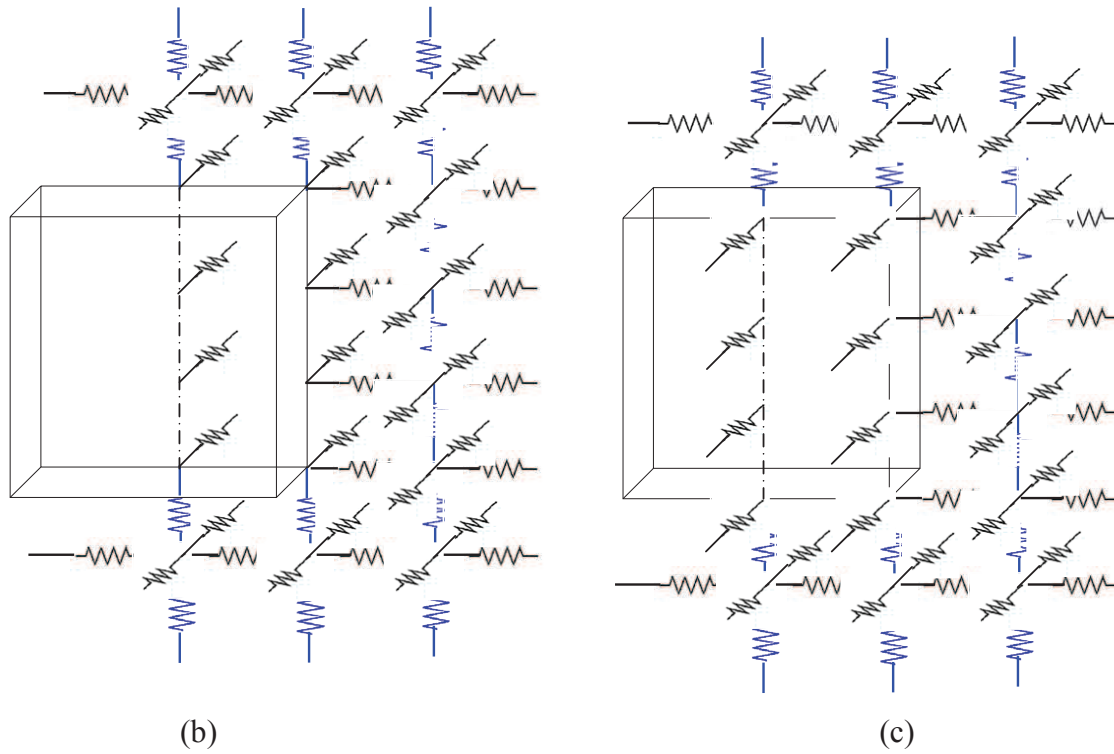


Figure IV.10. Schémas résistifs équivalents pour les plans 'A-A', 'B-B' et 'C-C'.

#### IV.2.4. Système d'équations

Comme indiqué précédemment, pour chaque nœud de calcul, la température dépend de 6 résistances thermiques (convectives ou conductives), ainsi que de la source de chaleur et de la capacité thermique. Dans ce cas, l'équation générale pour un nœud (i, j, k) s'écrit sous la forme suivante :

$$C_{i,j,k} \frac{dT_{i,j,k}}{\Delta t} = G_{i,j,k+1}(T_{i,j,k+1} - T_{i,j,k}) + G_{i,j,k-1}(T_{i,j,k-1} - T_{i,j,k}) + G_{i,j+1,k}(T_{i,j+1,k} - T_{i,j,k}) + G_{i,j-1,k}(T_{i,j-1,k} - T_{i,j,k}) + G_{i+1,j,k}(T_{i+1,j,k} - T_{i,j,k}) + G_{i-1,j,k}(T_{i-1,j,k} - T_{i,j,k}) + \phi_{i,j,k} \quad (IV.7)$$

Dans le cas des nœuds situés à la surface des éléments chauffants, on a une source de puissance due à la présence des cartes électroniques. Dans ce cas, on considérera une source par nœud et la somme doit être égale à la puissance totale imposée par chaque nœud. Le schéma électrique équivalent se présente sous la forme suivante :

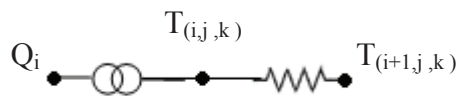


Figure IV.11. Schéma résistif équivalent pour un nœud de surface.

Dans le cas d'un nœud à la surface de l'armoire ( $T_{i,j,k}$ ), la condition de continuité de flux thermique externe avec une température ambiante imposée, permet d'écrire l'équation suivante :

$$\phi_{i,j,k} = G_{i,j,k} (T_{i,j,k} - T_{amb}) \quad (IV.8)$$

Avec :  $T_{amb}$  représente la température ambiante.

#### IV.2.5. Méthode de résolution adoptée

L'objectif recherché ici est donc de définir la distribution des températures à l'instant  $(t+\Delta t)$  connaissant la distribution initiale de la température à l'instant  $(t)$  et les densités de flux imposées. La méthode adoptée pour résoudre l'ensemble des équations et des conditions aux limites est la méthode implicite à directions alternées ADI (Alternating Direction Implicit). Pour résoudre un tel problème de n'importe quelle taille utile, cette méthode donne une convergence efficace et rapide pour résoudre les équations linéaires qui surgissent à chaque étape de temps. Le schéma itératif est proposé pour la solution implicite de l'équation de la chaleur à deux dimensions par Peaceman et Rachford (1955) ainsi que Douglas et Rachford (1955). Cette méthode a été rapidement prolongée à trois dimensions par Douglas et Rachford (1956), Chang (1991), Douglas (1962).

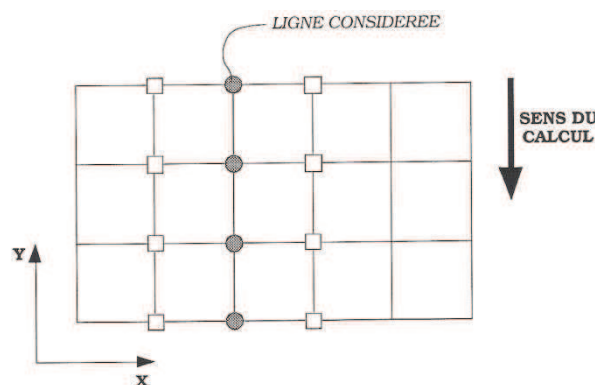


Figure IV.12. Principe de l'analyse ligne par ligne (ADI).

La méthode ADI consiste à résoudre les équations de la température ligne par ligne en partant d'un plan de calcul  $(ox, oy)$ , ensuite  $(oy, oz)$  et en finissant par le plan  $(ox, oz)$ . A chaque

itération, les températures de la ligne considérée sont calculées en fonction des valeurs des températures des autres nœuds adjacents supposées connues (figure IV.12). La procédure de calcul est répétée sur d'autres lignes, et sur tous les points du domaine dans une direction X dans un premier temps et puis suivant une direction Y dans un second temps, puis le troisième pas de temps sur une direction selon Z.

En effet, à partir de l'équation générale de la température définie par :

$$C_{i,j,k} \frac{dT_{i,j,k}}{dt} = G_{i,j,k+1}(T_{i,j,k+1} - T_{i,j,k}) + G_{i,j,k-1}(T_{i,j,k-1} - T_{i,j,k}) + G_{i,j+1,k}(T_{i,j+1,k} - T_{i,j,k}) + G_{i,j-1,k}(T_{i,j-1,k} - T_{i,j,k}) + G_{i+1,j,k}(T_{i+1,j,k} - T_{i,j,k}) + G_{i-1,j,k}(T_{i-1,j,k} - T_{i,j,k}) + \phi_{i,j,k} \quad (IV.9)$$

Les calculs sont effectués en respectant les trois itérations suivantes :

#### 1ère itération :

Dans chaque plan (ox,oy) et à chaque abscisse y, les dérivées des températures par rapport à la variable x seront les inconnues à déterminer. Ces températures seront notées par  $T^*$ .

$$C_{i,j,k} \frac{(T_{i,j,k}^* - T_{i,j,k}^t)}{\Delta t / 3} = G_{i,j,k+1}(T_{i,j,k+1}^t - T_{i,j,k}^t) + G_{i,j,k-1}(T_{i,j,k-1}^t - T_{i,j,k}^t) + G_{i,j+1,k}(T_{i,j+1,k}^t - T_{i,j,k}^t) + G_{i,j-1,k}(T_{i,j-1,k}^t - T_{i,j,k}^t) + G_{i+1,j,k}(T_{i+1,j,k}^* - T_{i,j,k}^*) + G_{i-1,j,k}(T_{i-1,j,k}^* - T_{i,j,k}^*) + \phi_{i,j,k}^t \quad (IV.10)$$

#### 2ème itération :

Dans chaque plan (Ox,Oy) et à chaque abscisse x, les dérivées des températures par rapport à la variable y seront les inconnues à déterminer. Ces températures seront notées par  $T^{**}$ .

$$C_{i,j,k} \frac{(T_{i,j,k}^{**} - T_{i,j,k}^*)}{\Delta t / 3} = G_{i,j,k+1}(T_{i,j,k+1}^t - T_{i,j,k}^t) + G_{i,j,k-1}(T_{i,j,k-1}^t - T_{i,j,k}^t) + G_{i,j+1,k}(T_{i,j+1,k}^{**} - T_{i,j,k}^{**}) + G_{i,j-1,k}(T_{i,j-1,k}^{**} - T_{i,j,k}^{**}) + G_{i+1,j,k}(T_{i+1,j,k}^* - T_{i,j,k}^*) + G_{i-1,j,k}(T_{i-1,j,k}^* - T_{i,j,k}^*) + \phi_{i,j,k}^t \quad (IV.11)$$

#### 3ème itération :

Dans chaque plan (Oy,Oz) et à chaque abscisse x, les dérivées des températures par rapport à la variable z seront les variables inconnues à déterminer. Ces températures seront notées par  $T^{t+\Delta t}$ .

$$\begin{aligned}
C_{i,j,k} \frac{(T_{i,j,k}^{t+\Delta t} - T_{i,j,k}^{**})}{\Delta t/3} = & \\
G_{i,j,k+1} (T_{i,j,k+1}^{t+\Delta t} - T_{i,j,k}^{t+\Delta t}) + G_{i,j,k+1} (T_{i,j,k+1}^{t+\Delta t} - T_{i,j,k}^{t+\Delta t}) & \quad (IV.12) \\
+ G_{i,j+1,k} (T_{i,j+1,k}^{**} - T_{i,j,k}^{**}) + G_{i,j-1,k} (T_{i,j-1,k}^{**} - T_{i,j,k}^{**}) + & \\
+ G_{i+1,j,k} (T_{i+1,j,k}^{*} - T_{i,j,k}^{*}) + G_{i-1,j,k} (T_{i-1,j,k}^{*} - T_{i,j,k}^{*}) + \phi_{i,j,k}^t &
\end{aligned}$$

A chaque itération, le système est mis sous la forme d'une matrice tridiagonale résolue par la méthode de Gauss. En effet, dans chaque plan de calcul, la détermination des températures est effectuée ligne par ligne. En fixant deux coordonnées (par exemple x et z), les températures à calculer seront représentées par la ligne suivant l'axe Oy. Ces températures sont représentées dans l'équation de la chaleur par les dérivées par rapport à la variable y.

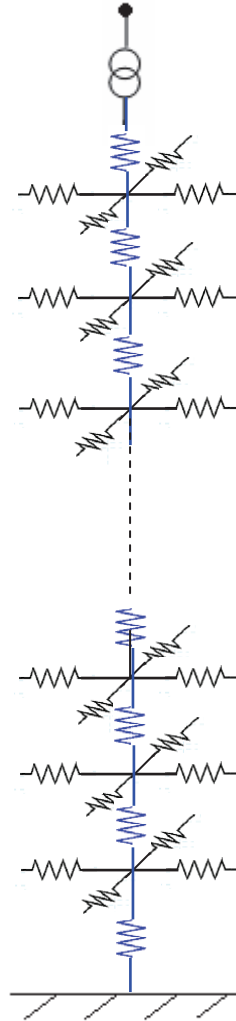


Figure IV.13. Schéma électrique dans une ligne de calcul verticale.

La figure IV.13 présente le schéma électrique de calcul suivant une ligne verticale avec une présence de source de chaleur sur la paroi supérieure de l'armoire ( $j=6$ ) en respectant la condition de continuité de flux qui nous permet de déterminer directement la température de surface de l'armoire. Cette source représente la densité de flux due au rayonnement solaire. La source de chaleur est supprimée au niveau de la paroi inférieure de l'armoire car ce dernier est en contact direct avec le sol.

La distribution de la température dans cette ligne est déterminée à partir de l'équation de la chaleur écrite pour les nœuds  $(i,6,k)$  situé sur la surface supérieure de l'armoire. Dans ce cas, on obtient l'expression suivante à partir de l'équation écrite dans la deuxième itération:

$$C_{i,6,k} \frac{(T_{i,6,k}^{**} - T_{i,6,k}^*)}{\Delta t/3} = G_{i,6,k+1} (T_{i,6,k+1}^t - T_{i,j,k}^t) + G_{i,6,k+1} (T_{i,6,k+1}^t - T_{i,j,k}^t) + G_{i,7,k} (T_{amb} - T_{i,6,k}^{**}) + G_{i,5,k} (T_{i,5,k}^{**} - T_{i,6,k}^{**}) + G_{i+1,6,k} (T_{i+1,6,k}^* - T_{i,6,k}^*) + G_{i-1,6,k} (T_{i-1,6,k}^* - T_{i,6,k}^*) + \phi_{i,j,k}^t \quad (IV.13)$$

avec  $i$  variable entre 1 et 7 et  $k$  variable entre 1 et 3. Les conductances  $G_{i,6,k+1}$ ,  $G_{i,6,k-1}$ ,  $G_{i-1,6,k}$ ,  $G_{i+1,6,k}$  représentent celles de la paroi de l'armoire. La conductance  $G_{i,7,k}$  représente celle de l'air ambiant à l'extérieur de l'armoire. La conductance  $G_{i,5,k}$  représente celle de l'air ambiant à l'intérieur de l'armoire.

Dans l'équation (IV.13), les inconnues sont les températures doubles étoilées. Dans ce cas, l'équation (IV.13) peut s'écrire sous la forme simplifiée suivante :

$$A_j T_{i,j-1,k}^{**} + B_j T_{i,j,k}^{**} + C_j T_{i,j+1,k}^{**} = D_j \quad (IV.14)$$

Dans cette équation, les coefficients de la matrice seront définis par les équations suivantes:

$$A_j = -G_{i,j-1,k} \quad (IV.15)$$

$$B_j = \frac{C_{i,j,k}}{\Delta t/3} + G_{i,j+1,k} + G_{i,j-1,k} \quad (IV.16)$$

$$C_j = 0 \quad (IV.17)$$

$$D_j = C_{i,j,k} \frac{T_{i,j,k}^*}{\Delta t/3} + G_{i,j,k+1} (T_{i,j,k+1}^t - T_{i,j,k}^t) + G_{i,j,k-1} (T_{i,j,k-1}^t - T_{i,j,k}^t) + G_{i+1,j,k} (T_{i+1,j,k}^* - T_{i,j,k}^*) + G_{i-1,j,k} (T_{i-1,j,k}^* - T_{i,j,k}^*) + \phi_{i,j,k}^t \quad (IV.18)$$



Au cœur de l'armoire, pour  $i$  et  $k$  fixes et  $j$  variable entre 2 et 5, on aura l'équation générale définie par :

$$C_{i,j,k} \frac{(T_{i,j,k}^{**} - T_{i,j,k}^t)}{\Delta t/3} = G_{i,j,k+1}(T_{i,j,k+1}^t - T_{i,j,k}^t) + G_{i,j,k-1}(T_{i,j,k-1}^t - T_{i,j,k}^t) + G_{i,j+1,k}(T_{i,j+1,k}^{**} - T_{i,j,k}^{**}) + G_{i,j-1,k}(T_{i,j-1,k}^{**} - T_{i,j,k}^{**}) + G_{i+1,j,k}(T_{i+1,j,k}^* - T_{i,j,k}^*) + G_{i-1,j,k}(T_{i-1,j,k}^* - T_{i,j,k}^*) + \phi_{i,j,k}^t \quad (IV.19)$$

Dans cette équation, les inconnues sont les températures doubles étoilées. Dans ce cas, cette équation peut s'écrire sous la forme simplifiée suivante :

$$A_j T_{i,j-1,k}^{**} + B_j T_{i,j,k}^{**} + C_j T_{i,j+1,k}^{**} = D_j \quad (IV.20)$$

Les coefficients  $A_j$ ,  $B_j$ ,  $C_j$  et  $D_j$  sont définis par :

$$A_j = -G_{i,j-1,k} \quad (IV.21)$$

$$B_j = \frac{C_{i,j,k}}{\Delta t/3} + G_{i,j+1,k} + G_{i,j-1,k} \quad (IV.22)$$

$$C_j = -G_{i,j+1,k} \quad (IV.23)$$

$$D_j = C_{i,j,k} \frac{T_{i,j,k}^*}{\Delta t/3} + G_{i,j,k+1}(T_{i,j,k+1}^t - T_{i,j,k}^t) + G_{i,j,k-1}(T_{i,j,k-1}^t - T_{i,j,k}^t) + G_{i+1,j,k}(T_{i+1,j,k}^* - T_{i,j,k}^*) + G_{i-1,j,k}(T_{i-1,j,k}^* - T_{i,j,k}^*) + \phi_{i,j,k}^t \quad (IV.24)$$

Au niveau de la surface inférieure de l'armoire ( $j=1$ ), la détermination de la température de surface de l'armoire est définie en imposant soit une température soit un coefficient de convection. Dans ce nœud de la ligne de calcul  $(i,1,k)$ , on obtient l'expression suivante obtenue à partir de l'équation écrite dans la deuxième itération:

$$C_{i,1,k} \frac{(T_{i,1,k}^{**} - T_{i,1,k}^*)}{\Delta t/3} = G_{i,1,k+1}(T_{i,1,k+1}^t - T_{i,1,k}^t) + G_{i,1,k-1}(T_{i,1,k-1}^t - T_{i,1,k}^t) + G_{i,2,k}(T_{i,2,k}^* - T_{i,1,k}^{**}) + G_0(T_{\text{imp}} - T_{i,1,k}^{**}) + G_{i+1,1,k}(T_{i+1,1,k}^* - T_{i,1,k}^*) + G_{i-1,1,k}(T_{i-1,1,k}^* - T_{i,1,k}^*) + \phi_{i,1,k}^t \quad (IV.25)$$

Avec  $i$  variable entre 1 et 7 et  $k$  variable entre 1 et 3. Les conductances  $G_{i,1,k+1}$ ,  $G_{i,1,k-1}$ ,  $G_{i-1,1,k}$ ,  $G_{i+1,1,k}$  représentent celles de la paroi de l'armoire. La conductance  $G_{\text{conv}}$  représente celle de l'air ambiant à l'extérieur de l'armoire. La conductance  $G_{i,2,k}$  représente celle de l'air ambiant à l'intérieur de l'armoire.

Dans ce cas, les coefficients de la matrice seront définis par les équations suivantes ( $j=1$ ):

$$A_j = 0 \quad (IV.26)$$

$$B_j = \frac{C_{i,1,k}}{\Delta t/3} + G_{i,2,k} + G_{i,1,k} \quad (IV.27)$$

$$C_j = -G_{i,2,k} \quad (IV.28)$$

$$D_j = C_{i,1,k} \frac{T_{i,1,k}^*}{\Delta t/3} + G_{i,1,k+1} (T_{i,1,k+1}^t - T_{i,1,k}^t) + G_{i,1,k-1} (T_{i,1,k-1}^t - T_{i,1,k}^t) \\ + G_{i+1,1,k} (T_{i+1,1,k}^* - T_{i,1,k}^*) + G_{i-1,1,k} (T_{i-1,1,k}^* - T_{i,1,k}^*) + \phi_{i,1,k}^t \quad (IV.29)$$

L'ensemble du système d'équations linéaires a été écrit sous la forme d'une matrice tridiagonale TDMA (Tri Diagonal Matrix Algorithm) présentée par la matrice G des conductances. Le vecteur résultat est représenté par les coefficients  $D_{i,j,k}$  représentant les termes sources. En général, quel que soit la ligne de calcul dans l'armoire de télécommunication, la détermination du vecteur de températures est définie à partir d'un système d'équations qui se présente sous la forme suivante pour le cas où  $i$  et  $k$  sont fixes et  $j$  variable :

$$[G][T^{**}] = [D] \quad (IV.30)$$

Avec :

$$\begin{bmatrix} B_{i,1,k} & C_{i,1,k} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ A_{i,2,k} & B_{i,2,k} & C_{i,2,k} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & . & . & . & 0 & 0 \\ 0 & 0 & . & . & . & 0 \\ 0 & 0 & 0 & A_{i,N_y-2,k} & B_{i,N_y-2,k} & C_{i,N_y-2,k} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & A_{i,N_y-1,k} & B_{i,N_y-1,k} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{i,1,k}^{**} \\ T_{i,2,k}^{**} \\ . \\ . \\ . \\ T_{i,N_y-1,k} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{i,1,k} \\ D_{i,2,k} \\ . \\ . \\ . \\ D_{i,N_y-1,k} \end{bmatrix}$$

#### IV.2.6. Calcul du coefficient d'échange convectif :

Le transfert thermique par convection se produit en raison du mouvement d'un fluide en contact d'une paroi. Lorsqu'un fluide froid (par exemple, air) est en contact avec une surface chaude, il récupère une quantité de chaleur, ayant pour résultat la diminution de sa densité et une réduction de sa pesanteur. En conséquence, le fluide chaud se met en

mouvement ascendant et aucun circulateur externe d'écoulement n'est exigé : c'est la convection naturelle. Selon l'ampleur de la surface d'échange, le mouvement du fluide peut être laminaire ou turbulent. Une telle situation se produit dans beaucoup de cas pratiques. Dans la littérature, on relève des corrélations pour la convection libre qui sont généralement écrites en fonction de deux nombres adimensionnels sous la forme suivante :

$$Nu = A(GrPr)^n \quad (IV.31)$$

Gr est le nombre de Grashoff défini par :  $Gr = \frac{g\beta L^3 \Delta T}{\nu^2}$

$\beta$  : coefficient d'expansion volumétrique,  $\nu$  représente la viscosité cinématique du fluide,  $g$  est la pesanteur,  $L$  longueur caractéristique de la surface d'échange.

Pr est le nombre Prandtl défini par :  $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$

avec :  $\nu$  représente la viscosité cinématique du fluide,  $\alpha$  est la diffusivité thermique définie

par :  $\alpha = \frac{\lambda}{\rho C_p}$

avec :  $\lambda$  conductivité thermique du fluide,  $\rho$  est la masse volumique du fluide et  $C_p$  représente la chaleur spécifique du fluide.

Nu est le nombre de Nusselt exprimé par :  $Nu = \frac{h_c L}{\lambda}$

avec :  $h_c$  est le coefficient de convection

Le facteur décisif dans les corrélations est la valeur numérique des nombres de Prandtl et de Grashoff. Le produit de ces deux nombres adimensionnels est également un nombre sans dimensions appelé nombre de Rayleigh (noté par Ra).

● Cas du transfert thermique par convection naturelle entre une surface plane verticale et un fluide :

Quand l'écoulement d'air ou d'un autre fluide circule sur un plan vertical chaud (figure IV. 14), le coefficient de convection pour des surfaces isotherme, McAdams (1954) et Warner et al (1968) peut être estimé par des corrélations publiées dans la littérature et qui s'écrivent sous la forme suivante :

- pour un régime laminaire

$$Nu = 0.59Ra^{1/4} \quad 10^4 < Ra < 10^9$$

- pour un régime turbulent

$$Nu = 0.1Ra^{1/3} \quad 10^9 < Ra < 10^{13}$$

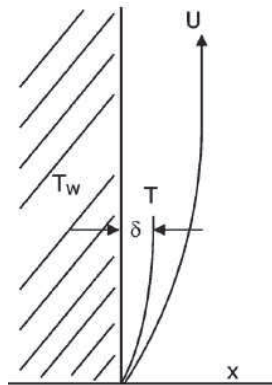


Figure IV.14. Cas d'une surface verticale

● Cas du transfert thermique par convection naturelle entre une surface plane horizontale et un fluide :

Dans la littérature, on relève deux différentes corrélations pour le cas d'une plaque horizontale chauffée vers le haut ou chauffée vers le bas :

- pour une plaque chauffante vers le haut, McAdams (1954) :

$$Nu = 0,54 \cdot Ra^{1/4} \quad \rightarrow 10^7 \geq Ra \geq 10^5 \quad (IV.33)$$

$$Nu = 0,14 \cdot Ra^{1/3} \quad \rightarrow 10^{10} \geq Ra \geq 10^7 \quad (IV.34)$$

- pour une plaque chauffante vers le bas, McAdams (1954) :

$$Nu = 0,27 \cdot Ra^{1/4} \quad \rightarrow 3 \cdot 10^{10} \geq Ra \geq 3 \cdot 10^5 \quad (IV.35)$$

$$Nu = 0,07 \cdot Ra^{1/3} \quad \rightarrow 10^{13} \geq Ra \geq 3 \cdot 10^{10} \quad (IV.36)$$

### IV.3. MODELISATION DES FLUX SOLAIRES ARRIVANT SUR LES SURFACES EXTERNES DE L'ARMOIRE DE TELECOMMUNICATION

Le soleil est une sphère gazeuse dont le diamètre est de 1391 000km et la masse de l'ordre de  $2 \cdot 10^{27}$  tonnes. Toute l'énergie du Soleil provient des réactions thermo-nucléaires qui s'y produisent. La Terre est à une distance de 150106 km du Soleil reçoit une énergie de  $1,8 \cdot 10^{17}$  W. La valeur du flux de rayonnement solaire (E) reçu par une surface perpendiculaire aux rayons solaires et placée à la limite supérieure de l'atmosphère terrestre (soit à environ 80 km d'altitude) varie au cours de l'année avec la distance Terre/Soleil. Sa valeur moyenne  $I_0$  est

appelée 'constante solaire' qui vaut  $I_0 = 1353 \text{ W.m}^{-2}$ . En première approximation, on peut calculer la valeur de  $I$  en fonction du numéro du jour de l'année noté par  $j$  :

$$I_0 = 1353 [1 + 0,033 \cos (0,984.j)] \quad (\text{IV.37})$$

On notera que 98% du rayonnement solaire est émis dans des longueurs d'onde inférieures à  $4 \mu\text{m}$ . En première approximation, le rayonnement solaire peut être assimilé au rayonnement d'un corps noir à une température de  $5777 \text{ K}$ .

### IV.3.1. Mouvements de la terre

La trajectoire de la Terre autour du soleil est une ellipse dont le Soleil est l'un des foyers. Le plan de cette ellipse est appelé l'écliptique. L'excentricité de cette ellipse est faible ce qui fait que la distance entre la terre et le soleil ne varie que de  $\pm 1,7 \%$  par rapport à la distance moyenne qui est de  $149\,675\,10^6 \text{ km}$ . La Terre tourne également sur elle-même autour d'un axe appelé l'axe des pôles. Le plan perpendiculaire à l'axe des pôles et passant par le centre de la Terre est appelé l'équateur. L'axe des pôles n'est pas perpendiculaire à l'écliptique: l'équateur et l'écliptique font entre eux un angle appelé inclinaison et qui vaut  $23^\circ 27'$ . Les mouvements de la Terre autour de son axe et autour du Soleil sont schématisés sur la figure IV.15.

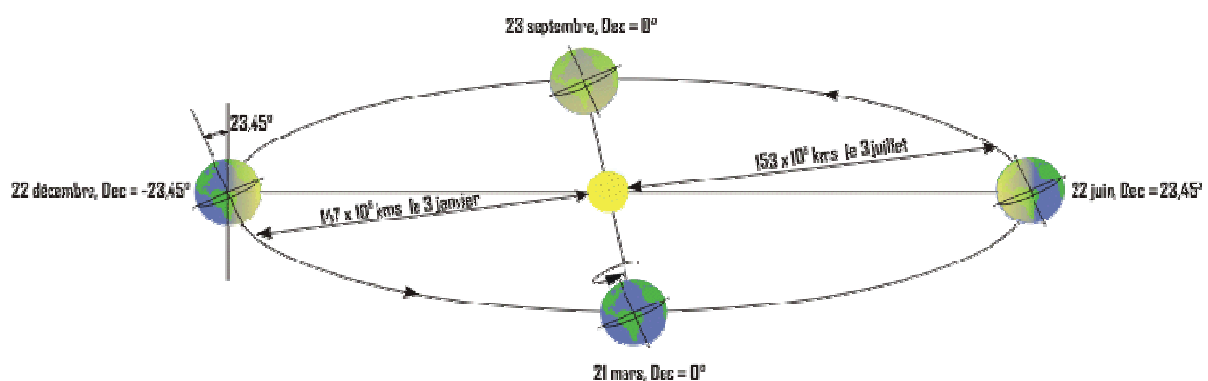


Figure IV.15. Schéma des mouvements de la terre autour du soleil

On appelle déclinaison  $\delta$  l'angle formé par la direction du soleil avec le plan équatorial. Elle varie au cours de l'année entre  $-23,45^\circ$  et  $23,45^\circ$ . Elle est nulle aux équinoxes (21 mars et 21 septembre), maximale au solstice d'été (21 juin) et minimale au solstice d'hiver (21 décembre). La valeur de la déclinaison peut être calculée par la relation :

$$\delta = 23.45 \sin (0.980. (j + 284)) \quad (\text{IV.38})$$

avec :  $j$  est le nombre du jour de l'année

### IV.3.2. Mouvements apparent du soleil

Le mouvement apparent du soleil vu par un observateur fixe en un point de la latitude  $L$  au nord de l'équateur est représenté sur la figure IV.16. La durée du jour est de 12 h aux équinoxes ; elle est inférieure à 12h entre le 21 septembre et le 21 mars et est supérieure à 12h entre le 21 mars et le 21 septembre.

Le repérage du soleil s'effectue par l'intermédiaire de deux angles:

- L'azimut ' $a$ ' : qui représente l'angle que fait la direction de la projection du soleil sur le plan horizontal avec la direction sud. Il est orienté positivement vers l'ouest.

$$\sin(a) = \frac{\cos(\delta) \cdot \sin(\omega)}{\cos(h)} \quad (\text{IV.39})$$

avec :  $\delta$  est la déclinaison formé par la direction du soleil avec le plan équatorial en degré et  $\omega$  est l'angle horaire en degré.

- La hauteur  $h$  du soleil est l'angle que fait la direction du soleil avec sa projection sur un plan horizontal.

$$\sin h = \sin(L) \sin(\delta) + \cos(L) \cos(\delta) \cos(\omega) \quad (\text{IV.40})$$

avec:  $\delta$ : la déclinaison,  $\omega$  : l'angle horaire et  $L$  : latitude du site.

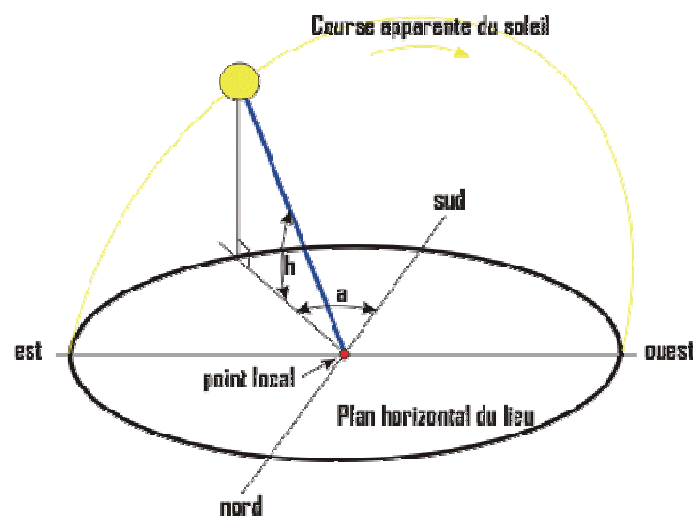


Figure IV.16. Mouvement apparent du soleil observé d'un point de la latitude  $L$

Sur la figure IV.16, les deux angles 'a' et 'h' dépendent de la latitude L du lieu, le numéro du jour de l'année 'j' et l'heure solaire 'TS' dans la journée. La latitude L et le jour j servent à déterminer la trajectoire du soleil dans le ciel. L'heure 'TS' donne la position instantanée sur cette trajectoire. On définit le jour comme le temps mis par la terre pour effectuer un tour sur elle-même. Un jour est composé de 24h. On définit l'heure solaire en fixant TS à 12h lorsque la hauteur du Soleil est maximale (le Soleil est à son « zénith »).

A partir de l'équation (IV.40), si on écrit  $\sin(h)=0$ , on obtient l'expression permettant le calcul de l'angle solaire au lever ou au coucher du soleil ( $\omega_s$ ) en degré. Dans ce cas on obtient :

$$\cos(\omega_s) = -\text{tg}(L) \cdot \text{tg}(\delta) \quad (\text{IV.41})$$

L'heure au levée du soleil sera :

$$\text{TS}_{\text{lev}} = 12 - \frac{\omega_s}{15} \quad (\text{IV.42})$$

### IV.3.3. Relation entre le temps légal et le temps solaire

Sachant que toutes les relations ayant un rapport avec le mouvement du soleil utilisent le temps solaire 'TS' qui diffère généralement du temps légal TL (heure des montres) du lieu considéré. La différence entre TS et TL (eq. IV.43) est due à trois facteurs :

- la différence de la longitude entre le lieu considéré et la longitude servant de référence au temps légal (longitude de référence – longitude du lieu),
- la direction due à l'équation du temps 'ET' et qui tient compte des perturbations du mouvement de la terre,
- la correction due au changement d'heure légal entre l'été et l'hiver 'C'. En France, C = 1 en hiver et C = 2 en été.

$$\text{TS} - \text{TL} = -C + \text{ET} \frac{\text{longitude de référence} - \text{longitude du lieu}}{15} \quad (\text{IV.43})$$

avec :

$$\begin{aligned} \text{ET} = & -[0,0072 \cdot \cos(0,984 \cdot j) - 0,0528 \cdot \cos(2 \cdot 0,984 \cdot j) - 0,0012 \cdot \cos(3 \cdot 0,984 \cdot j) \\ & - 0,1229 \cdot \sin(0,984 \cdot j) - 0,1565 \cdot \sin(2 \cdot 0,984 \cdot j) + 0,0041 \cdot \sin(3 \cdot 0,984 \cdot j)] \end{aligned} \quad (\text{IV.44})$$

La longitude de référence est celle de Greenwich = 0.

#### IV.3.4. Rayonnement solaire au sol

L'atmosphère ne transmet pas au sol la totalité du rayonnement solaire qu'elle reçoit. En effet, le rayonnement direct est celui qui traverse l'atmosphère sans subir de modifications. Le rayonnement diffus représente la part du rayonnement solaire diffusé par les particules solides ou liquides en suspension dans l'atmosphère. Le rayonnement global représente la somme du rayonnement direct et diffus. La figure IV.17 présente la géométrie du rayonnement solaire.

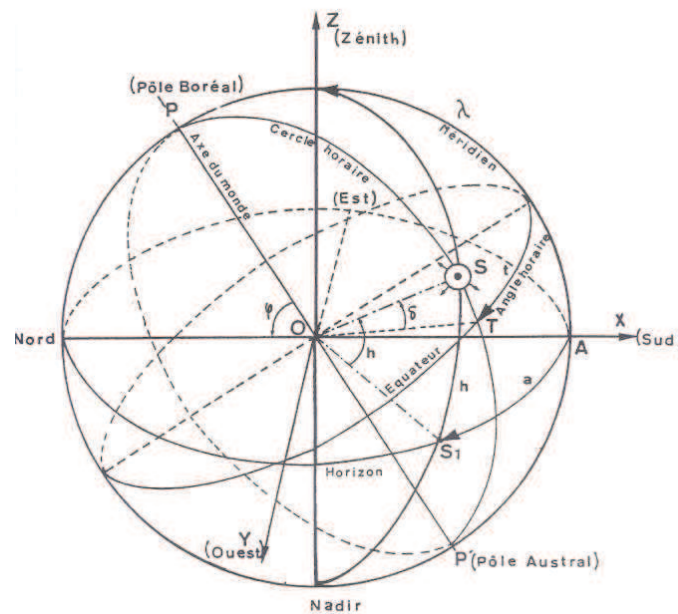


Figure IV.17. Géométrie du rayonnement solaire.

Estimation du flux global : Ayant décrit le mouvement apparent du soleil dans la voûte céleste, nous présentons ci-dessous les relations trigonométriques permettant de calculer le flux instantané d'une surface d'orientation quelconque en l'absence d'absorption atmosphérique. Un grand nombre de modèles mathématiques permettant d'estimer le flux global sur une surface quelconque est proposé dans la littérature. On définit les paramètres suivants :

La densité de flux solaire global est définie comme étant la somme de la densité de flux solaire direct et de la densité de flux solaire diffus. Elle est exprimée par l'équation suivante :

$$I_G = I_D + I_d \quad (IV.45)$$

$I_D$  est la densité du flux solaire direct définie par les équations suivantes pour deux cas différents :



$$\text{- cas d'un plan vertical : } I_{Dv} = I_{DN} \cos(h) \cos(\beta) \quad (\text{IV.46})$$

$$\text{- cas d'un plan horizontal : } I_{Dh} = I_{DN} \sin(h) \quad (\text{IV.47})$$

avec  $I_{DN}$  le rayonnement direct normal reçu par unité de surface placée perpendiculairement à la direction des rayons solaires au niveau de la mer,  $h$  est la hauteur du soleil et  $\psi$  est l'angle entre la projection horizontale et la normale du plan vertical.

$I_d$  est la densité du flux solaire diffus définie également pour deux cas différents par les équations suivantes :

$$\text{- cas d'un plan vertical : } Idv = ((d + \epsilon G)^{-1}) \cdot 2 \quad (\text{IV.48})$$

$$\text{- cas d'un plan horizontal : } I_{dh} = d \quad (\text{IV.49})$$

avec  $d$  est le rayonnement solaire de la voûte céleste,  $G$  est le rayonnement solaire global sur un plan horizontal,  $\epsilon$  est l'albédo du soleil défini comme étant la fraction du rayonnement incident qui est réfléchi par le sol.  $\epsilon$  est une fonction de la nature du sol, de sa température et de sa capacité à réfléchir le rayonnement solaire.

Le rayonnement direct normal reçu par unité de surface placée perpendiculairement à la direction des rayons solaires au niveau de la mer peut être calculé par l'équation suivante :

$$I_{DN} = I_0 C_0 A e^{-BmP/1000} \quad (\text{IV.50})$$

Dans cette équation,  $I_0$  est la constante solaire égale à  $1353 \text{ W/m}^2$ ,  $C_0$  est le facteur de correction pour tenir compte de la variation régulière de la distance terre-soleil.

$$C_0 = 1 + 0,034 \cos[30 (N_m - 1) + N_j] \quad (\text{IV.51})$$

avec  $N_m$  est le numéro du mois dans l'année,  $N_j$  est le numéro du jour dans le mois,  $P$  est la pression calculée en fonction de l'altitude  $Z$  du site considérée par l'équation suivante :

$$P = 985 - \frac{(Z - 1500)}{10} \quad (\text{IV.52})$$

Les coefficients  $A$ ,  $B$  dépendent des conditions météorologiques dont les valeurs sont définies par le tableau IV.1.

	Ciel pur	Conditions normales	Zone industrielle
<b>A</b>	0,87	0,88	0,91
<b>B</b>	0,17	0,26	0,43

Tableau IV.1. Valeurs des coefficients A et B.

Le coefficient  $m_{\text{air}}$  représente la masse d'air optique relative calculée en fonction de la hauteur  $h$  du soleil.

$$m_{\text{air}} = (\sin(h))^{-1} \quad (\text{IV.53})$$

Le rayonnement solaire de la voûte céleste  $d$  est calculé par l'équation suivante

$$d = a_1 (\sinh)^{b_1} \quad (\text{IV.54})$$

Le rayonnement solaire global sur un plan horizontal est calculé par l'équation suivante :

$$G = a_2 (\sinh)^{b_2} \quad (\text{IV.55})$$

Les coefficients  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $b_1$ ,  $b_2$  sont donnés par le tableau suivant :

Coefficients	$a_1$	$b_1$	$a_2$	$b_2$
Ciel pur	94	0,4	1130	1,15
Conditions normales	125	0,4	1080	1,22
Zones industrielles	167	0,4	995	1,25

Tableau IV.2. Valeurs des coefficients.

L'angle  $\psi$  entre la projection horizontale et la normale du plan vertical est calculé par l'équation suivante :

$$\psi = a - a_m \quad (\text{IV.56})$$

avec :  $a_m$  est l'angle entre l'orientation sud et la normale du plan vertical considéré défini dans le tableau IV.3.

Orientation	Nord	Nord-ouest	Ouest	Sud-Ouest	Sud	Sud-Est	Est	Nord-Est
$a_m$	180	135	90	45	0	-45	-90	-135

Tableau IV.3. Valeurs de  $a_m$  en fonction des orientations

Dans l'équation IV.56, ' $a$ ' représente l'azimut solaire par rapport à la normale de la façade considérée défini par l'équation suivante :

$$\sin a = \frac{\cos \delta \sin \omega}{\cosh} \quad (\text{IV.57})$$

Avec :  $h$  est la hauteur du soleil,  $\delta$  est la déclinaison du soleil.

L'angle  $a$  est corrigé en respectant les conditions suivantes :

$$\text{Si } \sin(h) < \frac{\sin \delta}{\cos L} \text{ alors : } a_{\text{cor}} = -a - 180 \text{ si } a < 0 \quad (\text{IV.58})$$

$$a_{\text{cor}} = -a + 180 \text{ si } a > 0 \quad (\text{IV.59})$$

### IV.3.5 Exemple de résultats de modélisation du flux solaire

Le flux solaire est modélisé en se basant sur l'ensemble des équations présentées dans le paragraphe IV.3. Un programme de calcul est développé sous Fortran afin de calculer la densité du flux solaire arrivant au niveau des surfaces externes de l'armoire de télécommunication. Le calcul est effectué en fonction des conditions d'entrée imposées par l'utilisateur. Ces conditions concernent le lieu, l'orientation de l'armoire, le jour, etc.

Des exemples de résultats de calcul obtenus avec le programme de modélisation du flux solaire sont présentés par les figures IV.18-IV.20 pour une paroi en position horizontale ou verticale, pour des orientations différentes. La figure IV.18 présente les évolutions des densités de flux direct et diffus durant la journée du 17 janvier de 8h à 17h. La densité du flux globale représente la somme des deux densités de flux diffus et direct. La paroi est orientée horizontalement. La densité de flux solaire maximale est obtenue entre 12h et 13h et vaut  $300\text{W/m}^2$ .

Dans les mêmes conditions que la figure IV.18 mais en changeant uniquement l'orientation de la surface, la figure IV.19 montre que les densités de flux solaire gardent les mêmes allures. L'effet de l'orientation de la surface est mis en évidence dans la figure IV.20 qui compare les flux solaires obtenus pour les deux orientations. L'heure à laquelle le flux maximal est atteint est influencée par l'orientation de la surface.

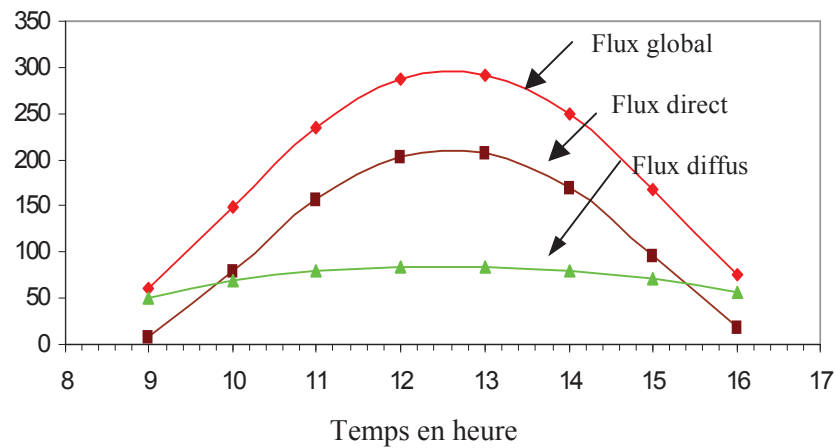
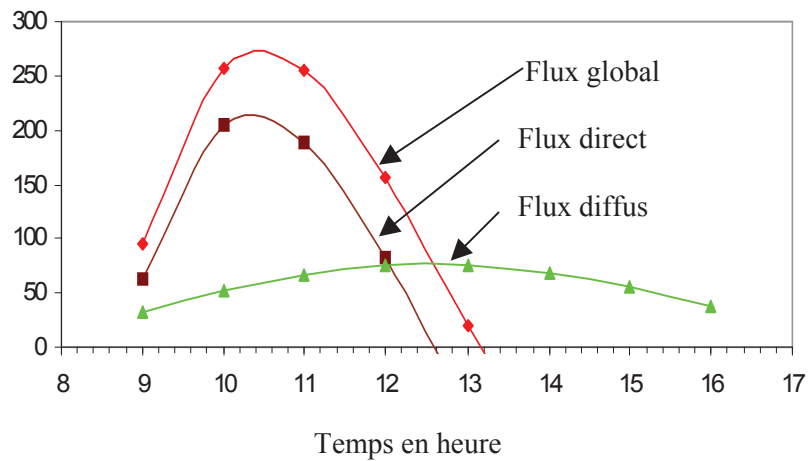
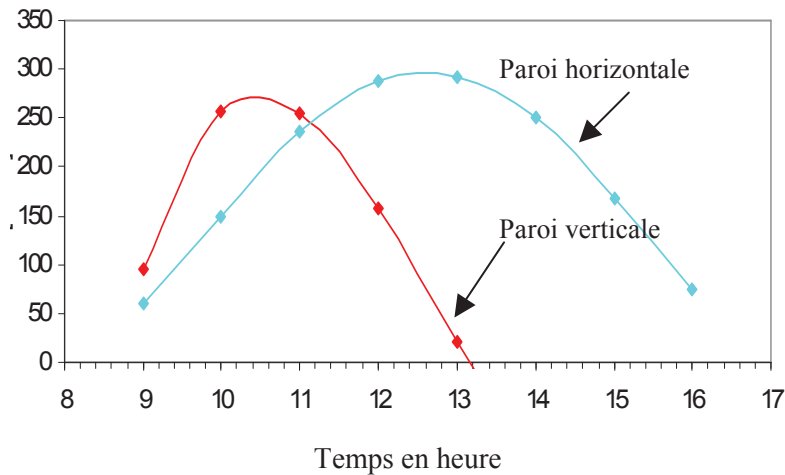
Densité de flux en  $\text{W/m}^2$ Figure IV.18. Flux incident sur une paroi horizontale le 17 janvier.Densité de flux en  $\text{W/m}^2$ Figure IV.19. Flux incident sur une paroi verticale le 17 janvier.Densité de flux en  $\text{W/m}^2$ 

Figure IV.20. Comparaison entre des flux incidents sur des parois verticale et horizontale.

L'influence de l'orientation de la surface est illustrée par la figure IV.21 qui montre les évolutions du flux incident pour une plaque verticale orientée vers l'est ou vers l'ouest. Pour les deux orientations le flux incident maximal est d'environ  $300 \text{ W/m}^2$ . La valeur maximale de la densité de flux est atteinte le matin pour la plaque orientée vers l'est et en début d'après midi pour celle orientée vers l'ouest. En orientant la plaque à l'horizontale, la figure IV.22 montre que l'allure de la densité de flux incident reste la même que celle obtenue pour une plaque verticale. Les résultats de modélisation présentés en figure IV.22 sont obtenus pour le 16 Aout ; ceci explique pourquoi la densité de flux maximale atteinte est d'environ 600 pour la plaque horizontale et  $800 \text{ W/m}^2$  pour la plaque verticale.

Densité de flux en  $\text{W/m}^2$

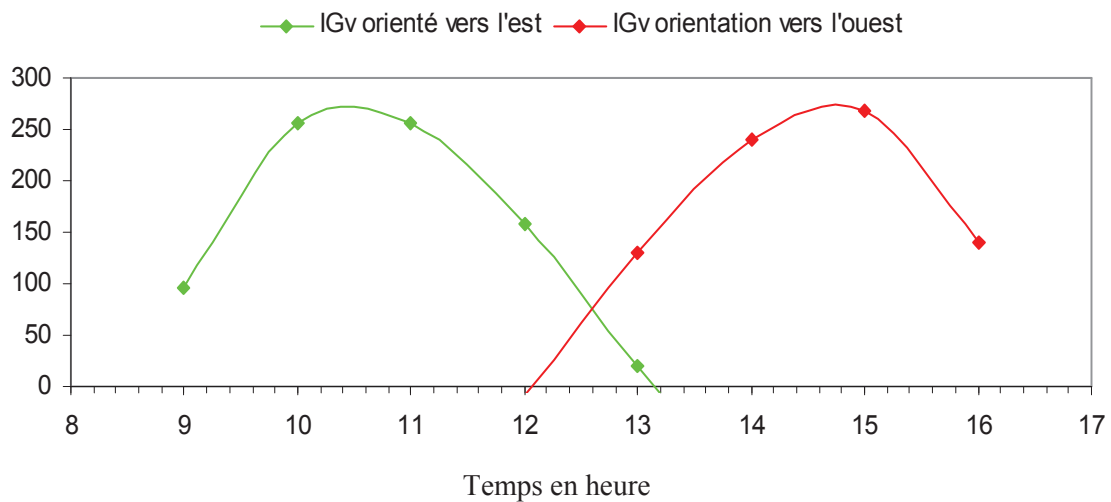


Figure IV.21. Influence de l'orientation de la plaque sur la densité du flux incident.

Densité de flux en  $\text{W/m}^2$

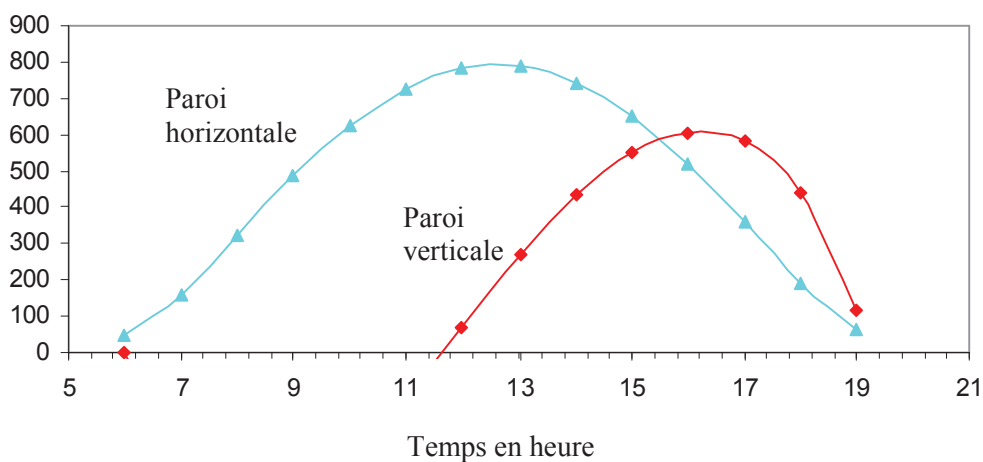


Figure IV.22. Comparaison entre des flux incidents sur des parois verticale et horizontale orientées vers l'ouest

La figure IV.23 présente les allures du flux incident sur une plaque horizontale orientée vers l'ouest durant deux jours différents. La valeur maximale du flux incident est atteinte au même instant de temps. Pour le 17 janvier, la valeur maximale de flux est d'environ  $250\text{W/m}^2$ . Pour le 16 août, cette valeur maximale est d'environ  $800\text{W/m}^2$ .

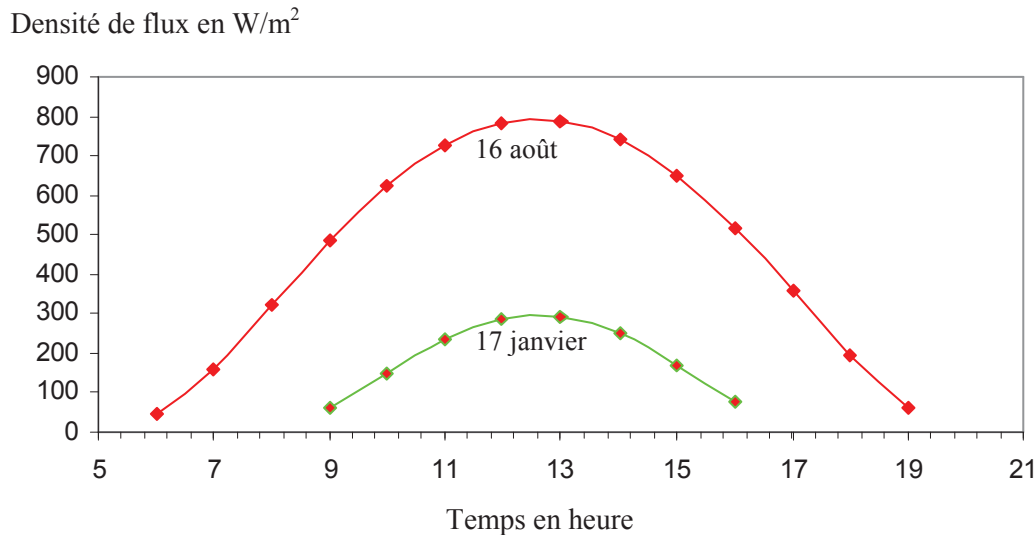


Figure IV.23. Comparaison des flux solaires incidents le 16 août et le 17 janvier.

#### IV.4. EXEMPLE DE RESULTATS DE MODELISATION : VALIDATION DE LA PROCEDURE DE RESOLUTION ADOPTEE.

##### IV.4.1. Exemple de résultats de modélisation et de mesures sans flux solaire

Nous avons effectué des calculs pour modéliser le comportement thermique de l'armoire. Ces calculs sont effectués en imposant une température ambiante et une densité de flux électrique au sein des boîtiers chauffants. Pour valider les résultats de la modélisation, nous avons effectué des expériences à l'intérieur de l'armoire avec et sans la ventilation de l'air. Ces expériences sont menées à température ambiante (celle de la salle) et pour des densités de flux judicieusement choisies. La condition respectée au cours des essais concerne la température à l'entrée des éléments chauffants qui ne doit pas dépasser  $55^\circ\text{C}$  selon la norme **ETSI ETS 300-019**. Des thermocouples sont disposés au sein de l'armoire et sur la surface des éléments chauffants comme le montre les figures IV.24a,b,c.

Deux puissances des éléments chauffants ont été testées. La figure IV.25 présente les allures des courbes de températures mesurées par l'ensemble des thermocouples placés à l'intérieur

de l'armoire de télécommunication. Ces résultats d'essais sont obtenus pour une puissance de 172W. Les allures des courbes obtenues restent comparables à celles obtenues pour une puissance plus basse de 72W. Au début des essais, la température initiale des parois de l'armoire est de 17°C. Celle de l'air ambiant est de 18°C. Le régime permanent est atteint au bout d'une heure pour l'ensemble des thermocouples.

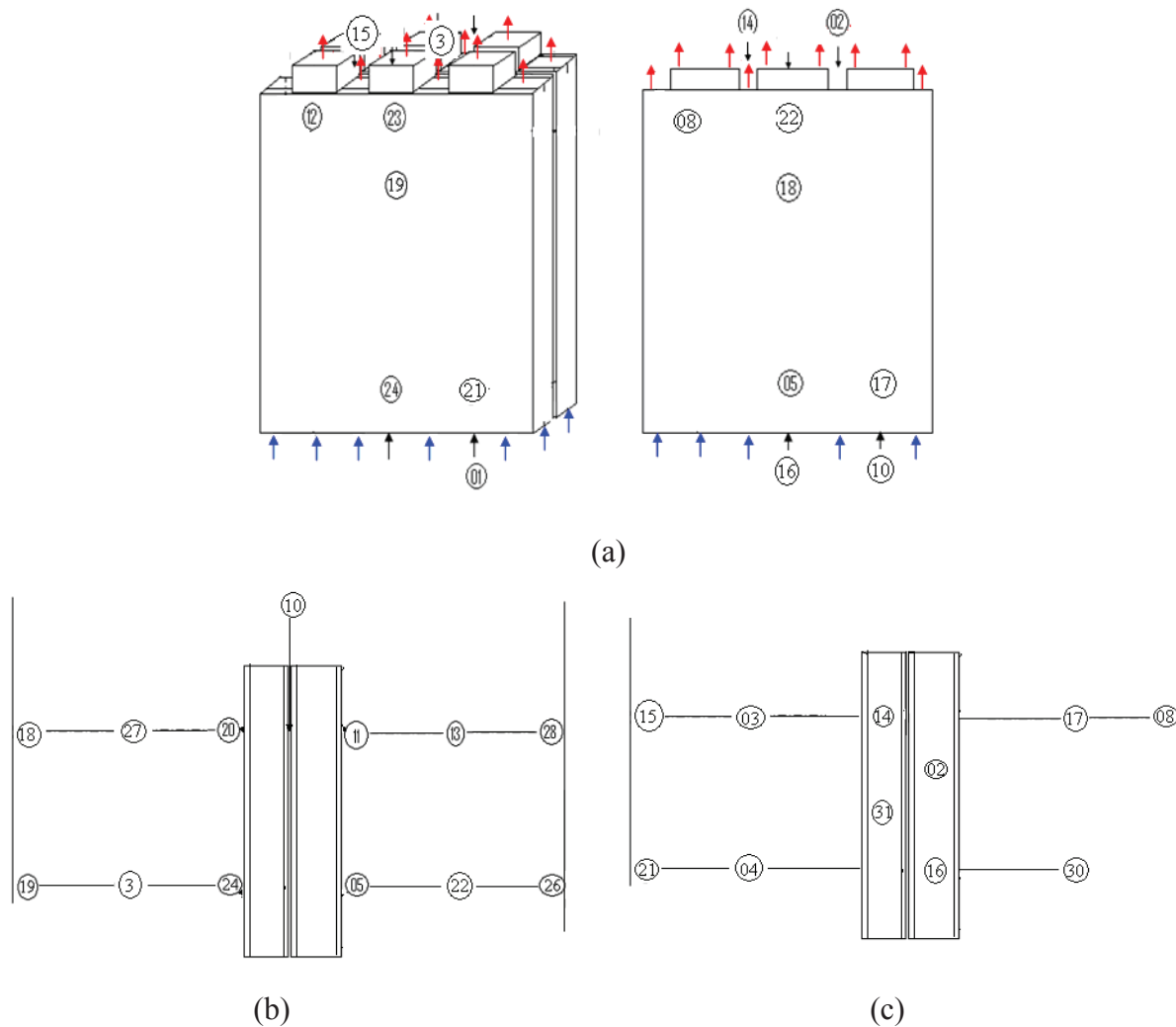


Figure IV.24. Disposition des thermocouples dans l'armoire.

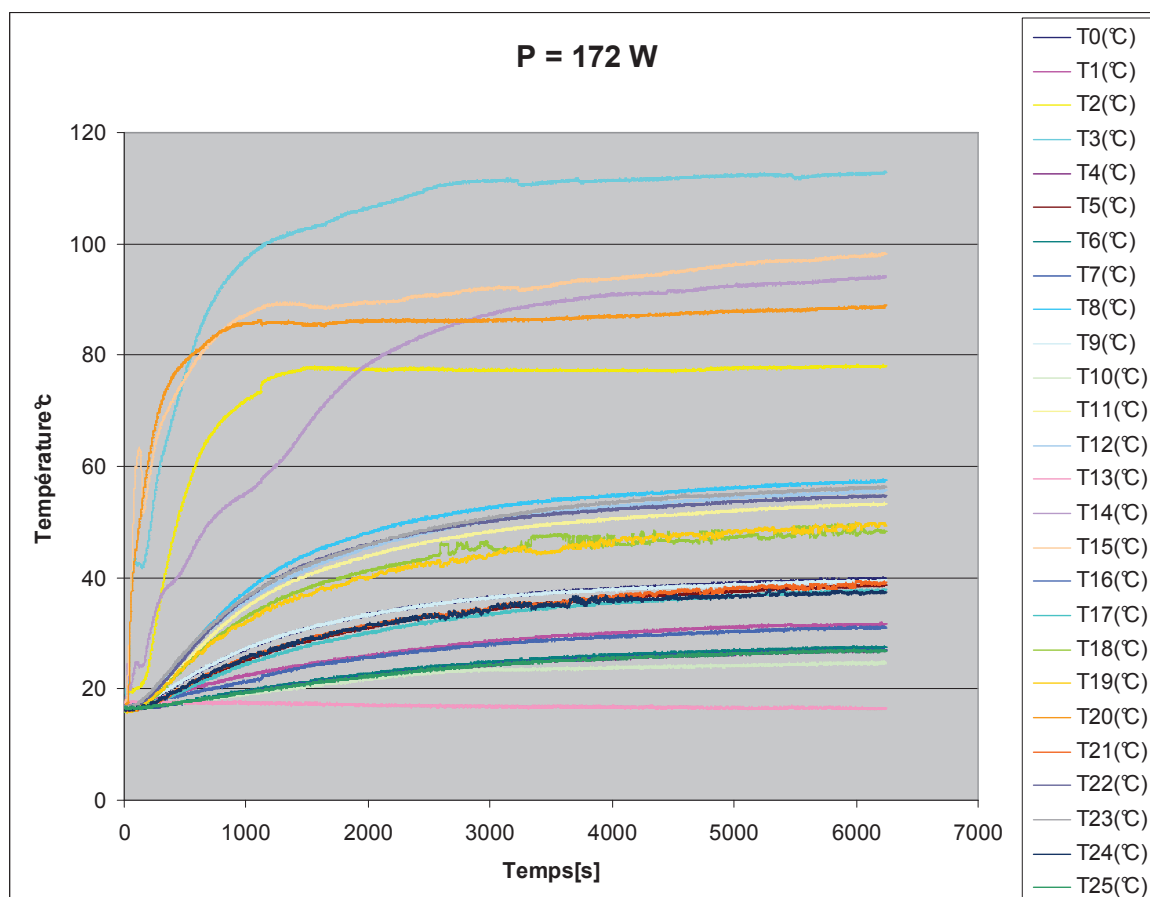
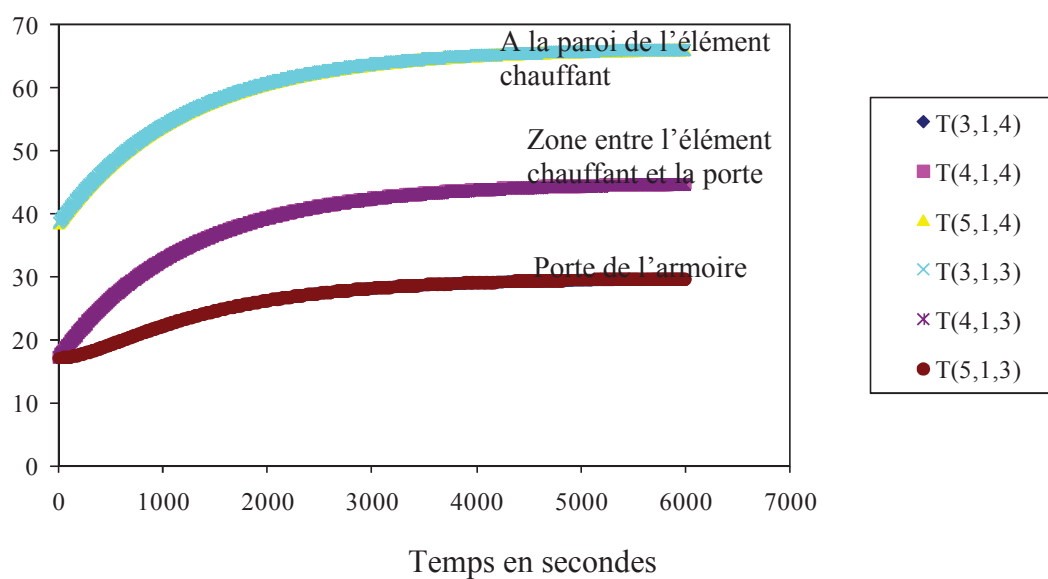


Figure IV.25. Répartition de la température dans l'armoire (P=172W)

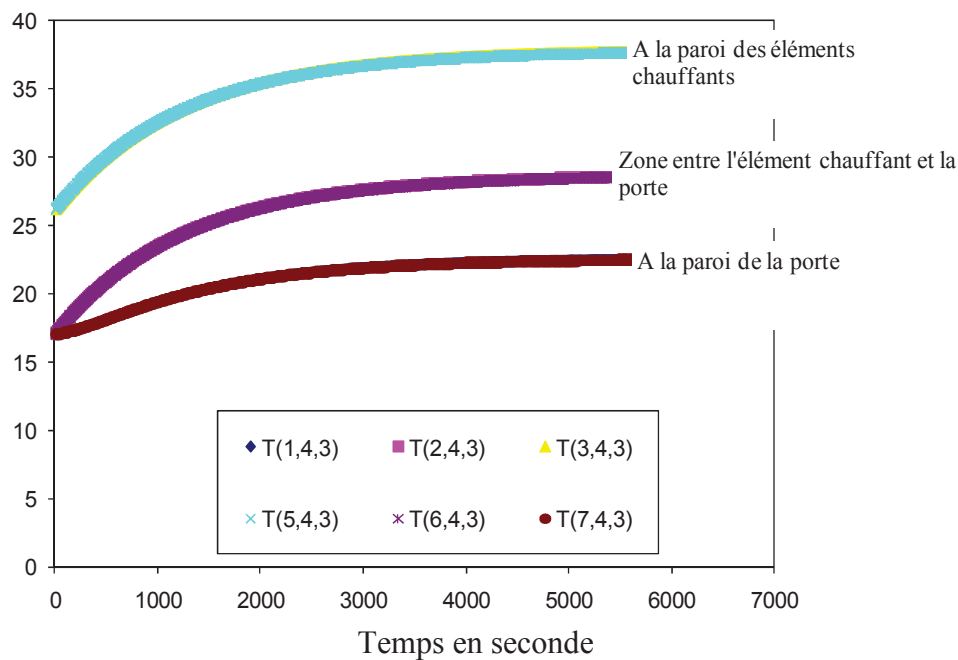
Température en °C



(a)



Température de °C

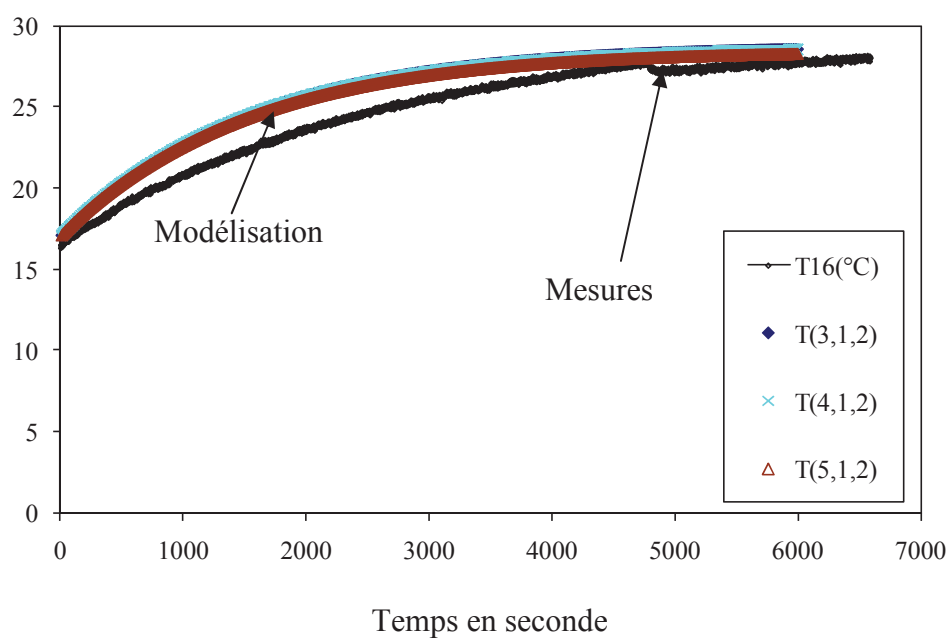


(b)

Figure IV.26. Résultats de modélisation : évolutions des températures sur une ligne horizontale, (a) 172W, (b) 72W.

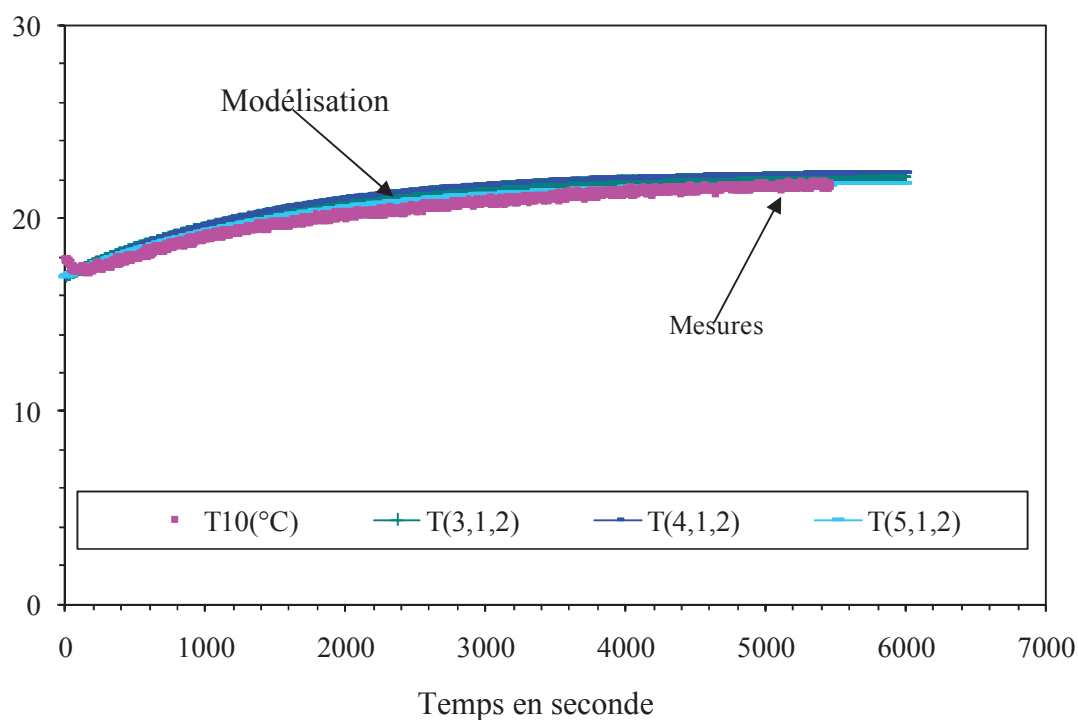
Dans le but de comparer les résultats issus de la modélisation avec ceux des mesures expérimentales, on a effectué des calculs en imposant une température initiale de 17°C pour l'ensemble de l'armoire. Celle de l'air ambiant est supposée constante est égale à 18°C. Ces deux valeurs sont égales à celles mesurées au cours des essais pour une puissance de 172W. Nous avons ensuite imposé une puissance constante au cours du temps (72 ou 172W) pour les éléments chauffants. Le programme de calcul peut également fonctionner à température et flux variables au cours du temps. Des exemples de résultats de modélisation sont présentés par les figures IV.26 a et b. Les profils des températures présentées concernent ceux sur la paroi des éléments chauffants, les températures de l'air des deux côtés des éléments chauffants (à droite et à gauche) et les températures de la porte de l'armoire. Ces températures sont calculées sur une ligne horizontale à proximité des éléments chauffants et située au milieu de l'armoire de télécommunication ( $j=4$ ,  $k=3$  et  $i$  variable).

Température en °C



(a)

Température en °C



(b)

Figure IV.27. Comparaison entre les résultats de modélisation et de mesures. (a) 172W, (b) 72W

Les figures IV.27 a et b comparent les résultats des mesures et de modélisation pour le cas d'une armoire de télécommunication dont la dissipation des cartes de télécommunication est de 72 ou 172W. L'étude est faite sans flux solaire. La température ambiante est supposée constante au cours du temps. La comparaison est effectuée pour les températures mesurées par les thermocouples placés en dessous des systèmes chauffants (appelée températures à l'entrée des éléments chauffants). Les résultats des températures calculées à l'entrée des éléments chauffants sont confondus car le système est pratiquement symétrique. La température mesurée à l'entrée des éléments chauffants représente la moyenne de celles mesurées par les thermocouples placés à l'entrée des éléments chauffants. Pour les deux puissances électriques testées, le modèle développé donne des résultats satisfaisants comparés à ceux des mesures.

#### IV.4.2. Exemple de résultats de modélisation et de mesures avec flux solaire variable

Lors des essais avec flux solaire, l'armoire est instrumentée par des thermocouples disposés sur les surfaces de l'armoire, des éléments chauffants et des thermocouple aussi pour mesurer la température de l'air à l'intérieur de l'armoire. Plusieurs essais sont effectués et différentes configurations sont testées. Dans ce chapitre nous présentons une comparaison entre les mesures et les calculs qui a été effectuée pour valider le modèle développé. L'ensemble des résultats d'essais sera présenté dans le chapitre IV. La figure IV.28 montre uniquement la disposition des thermocouples numéro 16 et 29 placés pour mesurer la température à l'entrée des éléments chauffants.

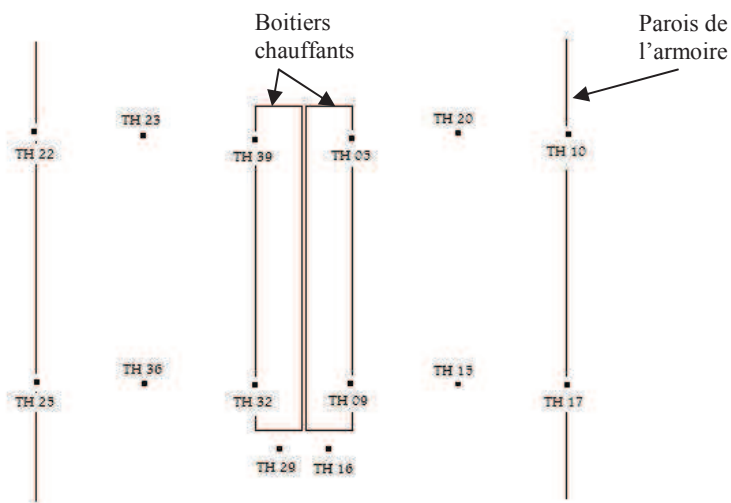


Figure IV.28. Disposition des thermocouples dans l'armoire.

- Cas d'un flux solaire variable imposé et une température ambiante variable.

Les essais avec flux solaire se sont déroulés sur la plateforme de France Télécom à Lannion présentée dans le chapitre II. Le flux solaire imposé par les lampes est variable au cours du temps comme le montre la figure IV.28. Un capteur de flux est placé à la surface de l'armoire pour mesurer la densité de flux incident.

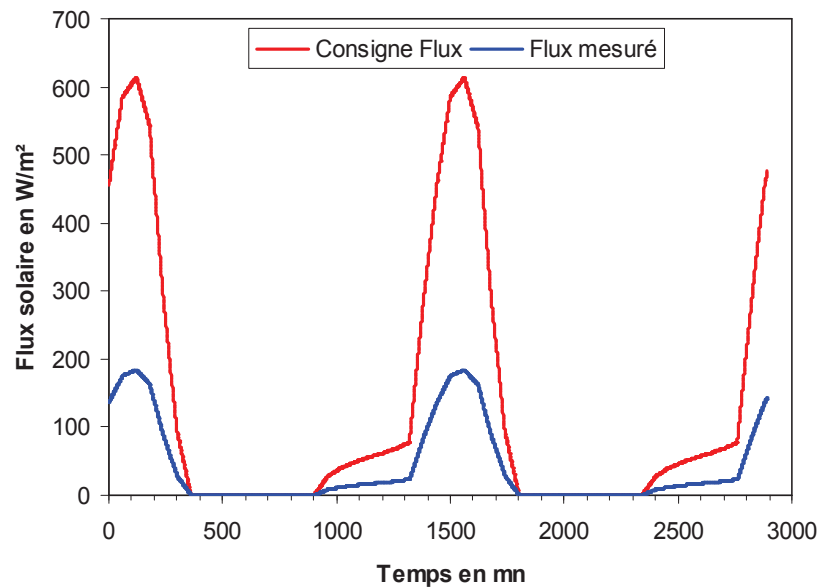


Figure IV.28. Flux solaire imposé et mesuré

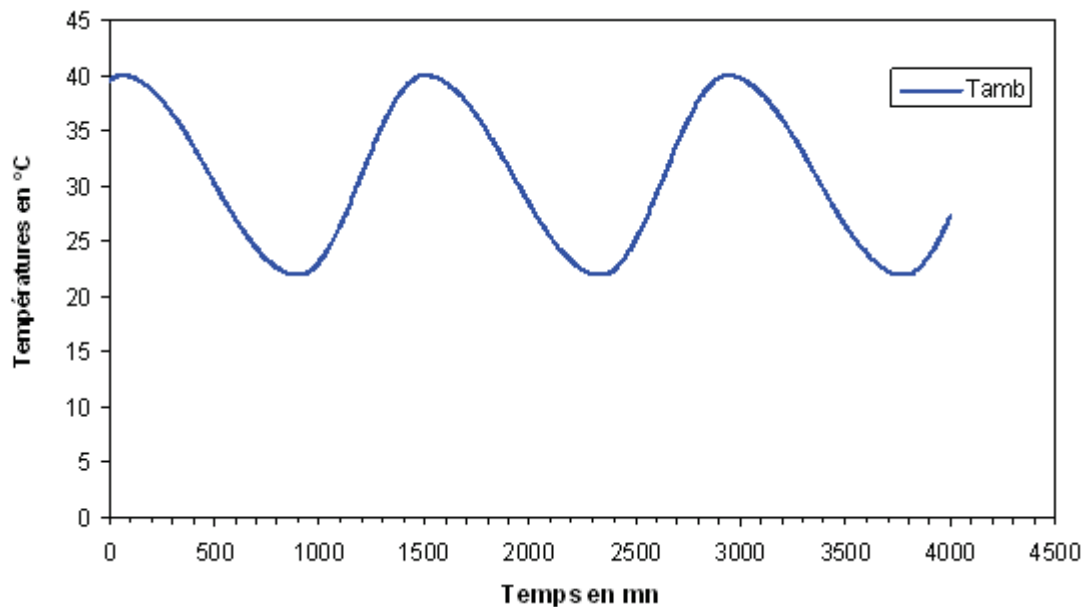


Figure IV.29. Température ambiante imposée

La figure IV.28 montre les évolutions de ces deux densités de flux pour un temps variable entre 0 et 24heures. De même, la température ambiante de la salle est variable à cause de la

variation de la densité de flux solaire comme le montre la figure IV.29. Nous avons ensuite imposé une puissance des cartes de télécommunication de 42,62W et enregistré la température mesurée par l'ensemble des thermocouples placés dans l'armoire de télécommunication.

Afin de valider le modèle développé, nous avons effectué des calculs des températures au sein de l'armoire, en particulier, les températures à l'entrée des éléments chauffants. Nous avons effectué les calculs en utilisant comme paramètres d'entrées : (i) une puissance constante de 42,62 W au niveau de cartes de télécommunication, (ii) une température ambiante variable imposée à l'extérieur de l'armoire équivalente à celle présentée en figure IV.29, et (IV) une densité de flux solaire variable au cours du temps (figure IV.28). On a considéré qu'uniquement les surfaces autres que la surface en bas de l'armoire et celle au dos de l'armoire, sont soumises à des flux solaires non nuls.

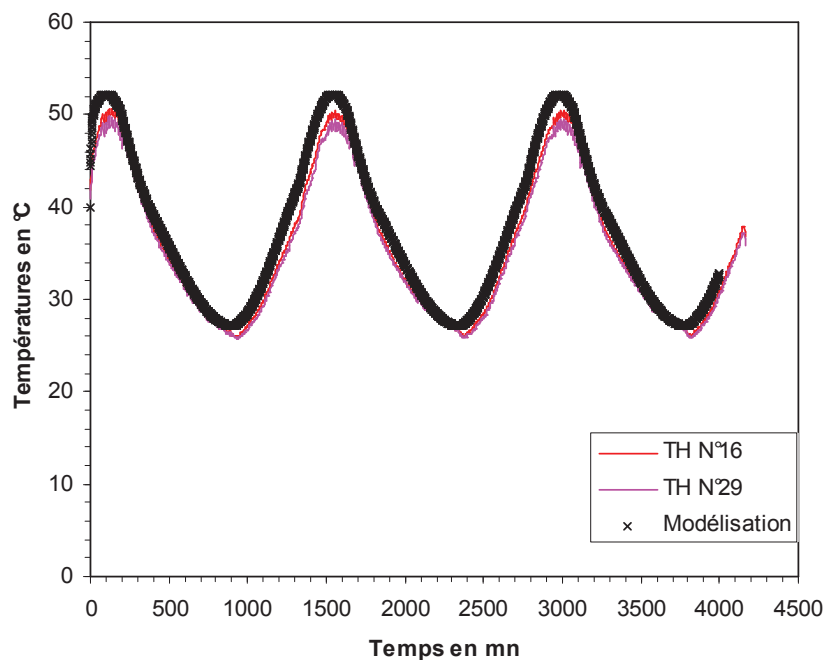


Figure IV.30. Comparaison des résultats des mesures et de modélisation : températures à l'entrée des cartes.

La figure IV.30 compare les températures mesurées et celles calculées à l'entrée des cartes de télécommunications. Les résultats des mesures coïncident avec ceux calculés. Pour confirmer la validité du modèle, nous avons comparé les résultats des mesures avec ceux des calculs en traitant le cas d'un flux solaire constant et une température ambiante variable.

Cas d'un flux solaire imposé constant et une température ambiante variable.

La figure IV.31 présente l'allure du flux solaire imposé au niveau des lampes. La température ambiante imposée est variable au cours du temps. La puissance des cartes de télécommunication est de 32,18W.

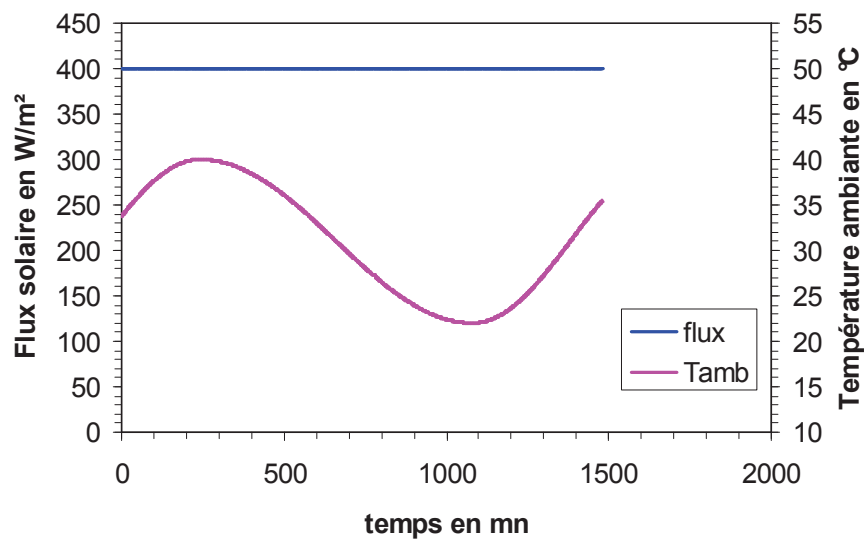


Figure IV.31. Flux solaire au niveau des lampes et température ambiante (consignes)

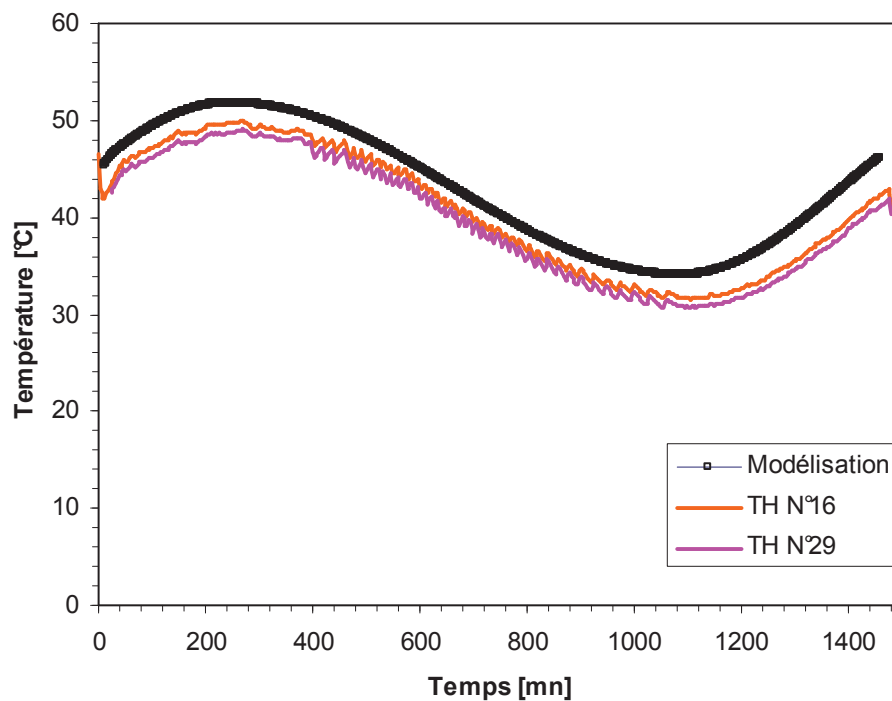


Figure IV.32. Comparaison des résultats des mesures et de modélisation : températures à l'entrée des cartes.

La figure IV.32 compare la température calculée à l'entrée des éléments chauffants et celles mesurées par les thermocouples 16 et 29. Les températures suivent une allure sinusoïdale engendrée principalement par l'allure de la température ambiante imposée à l'extérieur de l'armoire de télécommunication. Les résultats des mesures sont comparables à celles calculées. Ceci est valable également pour les températures à la sortie des éléments chauffants dont la comparaison est présentée en figure IV.33.

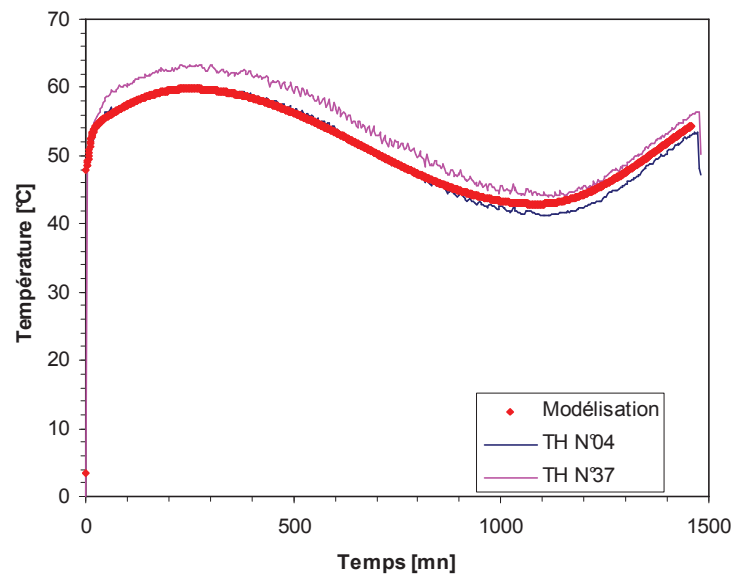


Figure IV.33. Comparaison des résultats des mesures et de modélisation : températures à la sortie des cartes.

## IV.5. CONCLUSIONS

La modélisation de la répartition de la température dans l'armoire est effectuée par réseau nodal. Le modèle développé tient compte des conditions climatiques externes à l'armoire et de leurs effets sur la variation de la température interne des équipements. La modélisation est effectuée en régime transitoire et en tridimensionnel. L'avantage de cette méthode est que le temps de calcul est réduit et les problèmes numériques liés à la convergence de la méthode de résolution sont évités. Les résultats de modélisation sont validés par comparaison avec ceux issus des mesures. Cette comparaison est conduite en régime transitoire en se basant sur des résultats des mesures effectués dans la plateforme

CLIMA chez France Télécom. On montre que les résultats des calculs reproduisent ceux des mesures sur un cycle de flux d'ensoleillement imposé.



**CHAPITRE V :**  
**RESULTATS EXPERIMENTAUX :**  
**BOUCLE DE REFROIDISSEMENT**

## **V. RESULTATS EXPERIMENTAUX : BOUCLES DE REFROIDISSEMENT**

Dans ce chapitre, nous présentons des résultats d'essais sur le refroidissement d'armoire de télécommunication en utilisant une boucle diphasique à mini-canaux. Deux bancs d'essais sont conçus dans le cadre de cette étude et présentés dans le chapitre II : le premier est équipé de capteurs de pression et de température afin d'étudier les performances thermiques de la boucle seule en la soumettant à des puissances thermiques contrôlées par un bloc chauffant. Le second banc d'essais est utilisé pour mettre en évidence les performances thermiques du refroidissement par boucle de thermosiphon installée dans un prototype d'armoire de télécommunication.

Dans ce chapitre, nous présentons les résultats expérimentaux concernant les performances thermiques de la boucle diphasique seule dont le chauffage est assuré par des cartouches de puissances variables. En deuxième partie de ce chapitre, nous présentons les résultats d'essais sur l'armoire de télécommunication munie d'une boucle diphasique utilisant un condenseur refroidi par l'air ambiant et un évaporateur muni d'ailettes fines. Dans les deux cas, la boucle est remplie de n-pentane et soumise à des variations de puissance thermique.

### **V.1. RESULTATS D'ESSAIS SUR LES PERFORMANCES THERMIQUES DE LA BOUCLE DE REFROIDISSEMENT**

Dans ce paragraphe, nous présentons les résultats d'études effectuées sur la caractérisation des performances thermiques de la boucle thermosiphon réalisée pour assurer le refroidissement des cartes de télécommunication. Avant chaque campagne d'essais, le banc est mis sous vide à l'aide d'une pompe à vide. Ensuite, une masse bien contrôlée de fluide caloporteur est introduite dans la boucle de refroidissement. La puissance imposée au niveau de l'évaporateur est contrôlée grâce à un variateur de tension d'alimentation. Pour chaque puissance imposée, la température et la pression à l'entrée et à la sortie du condenseur et de l'évaporateur sont mesurées. Le condenseur est refroidi avec de l'eau de refroidissement dont la température d'entrée et le débit sont également contrôlés.

Les performances thermiques de la boucle de refroidissement conçue sont étudiées en utilisant dans un premier temps l'eau distillée comme fluide caloporteur, ceci du fait que c'est

un fluide disponible au laboratoire et aussi pour ses qualités thermiques. Le seul inconvénient est sa température d'ébullition qui est loin de la température désirée pour notre application. Dans un second temps, nous avons effectué des essais avec le n-pentane caractérisé par une température d'ébullition de 36°C à la pression atmosphérique.

#### **V.1.1. RESULTATS D'ESSAIS AVEC L'EAU DISTILLEE COMME FLUIDE CALOPORTEUR**

Nous avons effectué des essais sur la boucle diphasique en imposant une puissance de chauffage à une valeur qui reste constante durant chaque essai jusqu'à l'obtention du régime permanent. Le débit d'eau de refroidissement (=18g/s) ainsi que sa température d'entrée (=20°C) dans le condenseur sont également maintenus constants pour chaque essai. Dans un premier temps, nous avons rempli le réservoir du liquide de l'évaporateur avec une masse d'eau distillée de 14,4 g. Ensuite, nous avons imposé une puissance de 27 W. Les figures V.1 et V.2 présentent les températures et les pressions mesurées en régime transitoire, à l'entrée et à la sortie d'évaporateur et du condenseur. On remarque qu'au niveau de l'évaporateur, les pressions commencent à augmenter au bout de 1400s ce qui indique le démarrage du processus d'évaporation. La vapeur produite parcourt la ligne vapeur avant d'entrer dans le condenseur ; ce qui explique le décalage dans le temps (environ  $\Delta t=1000s$ ) existant entre le début des montées en pression dans le condenseur et l'évaporateur. A l'entrée du condenseur, la pression ne débute sa montée qu'à partir de  $t=2800s$ . La boucle diphasique commence à se stabiliser au bout de 5400s. A cet instant, les figures (température et pression) montrent que les pressions et les températures mesurées atteignent le régime permanent.

En augmentant la puissance de la source de 27 W à 42W, les figures V.3 et V.4 présentent les températures et les pressions mesurées au niveau de l'évaporateur et du condenseur. En comparant les figures V.2 et V.4, on remarque que le temps de stabilité de la boucle diminue en augmentant la puissance du bloc chauffant. Pour  $P=42$  W, la courbe de la pression à l'entrée du condenseur débute sa montée au bout de 2200 s ; donc un retard de 600s par rapport au cas où  $P=27$  W. Sachant que le début de la montée en pression à l'entrée du condenseur est synonyme d'arrivée de la vapeur. La température à la sortie de l'évaporateur s'est stabilisée à 70°C pour  $P=42$  W et à environ 58°C pour  $P=17$  W.

Température [°C]

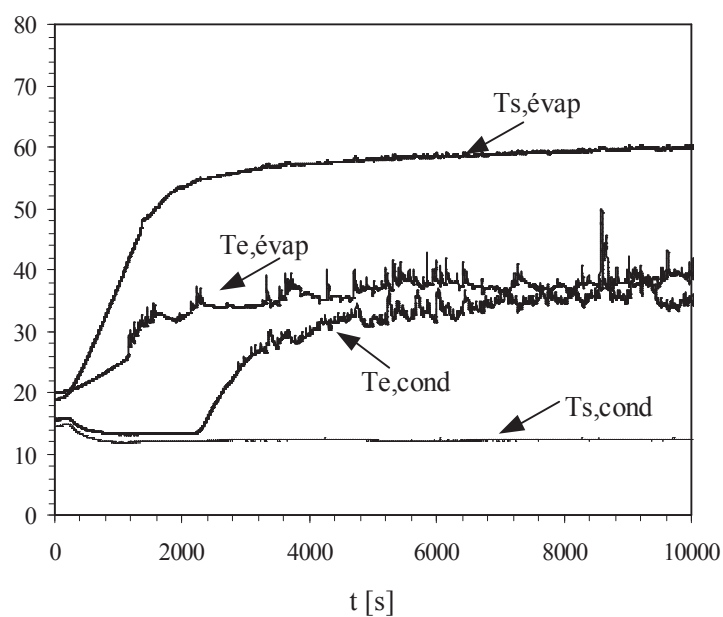


Figure V.1: Températures entrée et sortie évaporateur et condenseur.

Pression [bar]

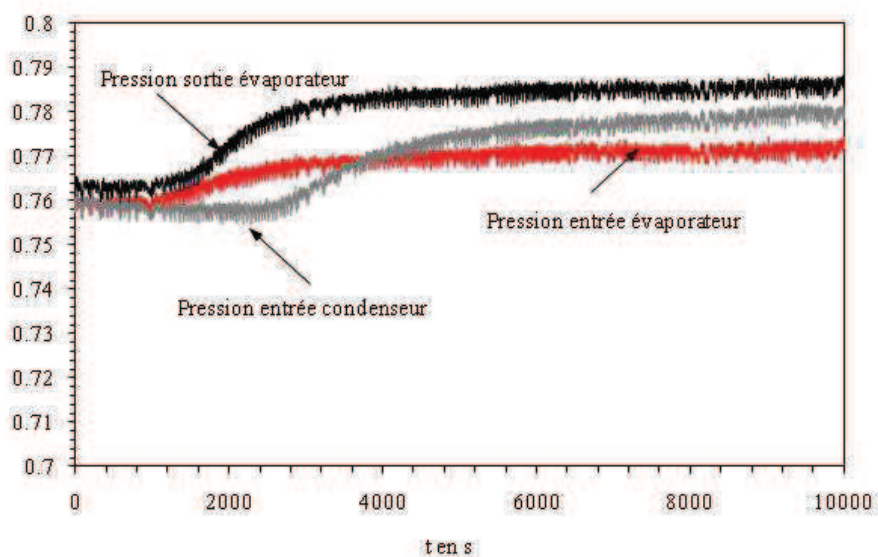


Figure V.2: Pressions absolues de l'évaporateur et du condenseur

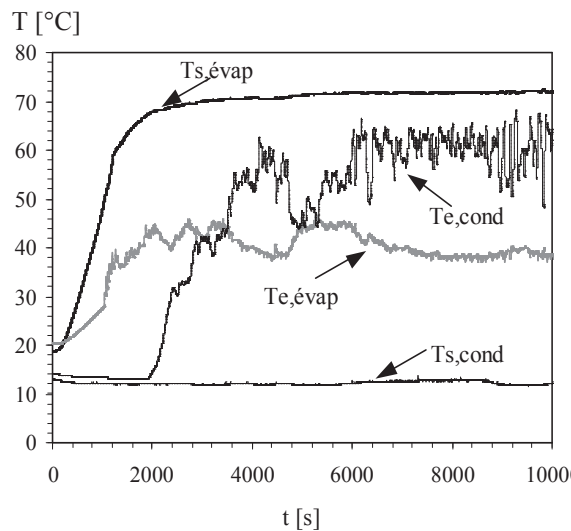


Figure V.3: Températures entrée et sortie évaporateur et condenseur

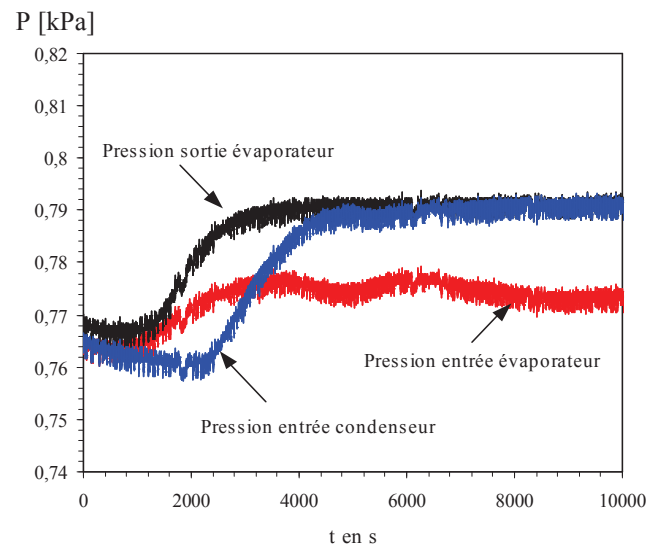


Figure V.4: Pressions absolues entrée et sortie évaporateur et entrée condenseur

Les figure V.5 et V.6 montrent les évolutions temporelles des pertes de charge dans l'évaporateur, dans la ligne vapeur ainsi que dans la ligne liquide. La chute de pression dans l'évaporateur augmente avec la puissance dissipée car le débit évaporé augmente avec la puissance du bloc chauffant. Elle atteint 1.30 kPa à 27 W et 1.80 kPa à 42 W en régime permanent. La chute de pression dans la ligne vapeur devient négligeable en régime permanent par rapport à celle mesurée dans l'évaporateur. Elle garde la même allure pour les deux puissances testées.

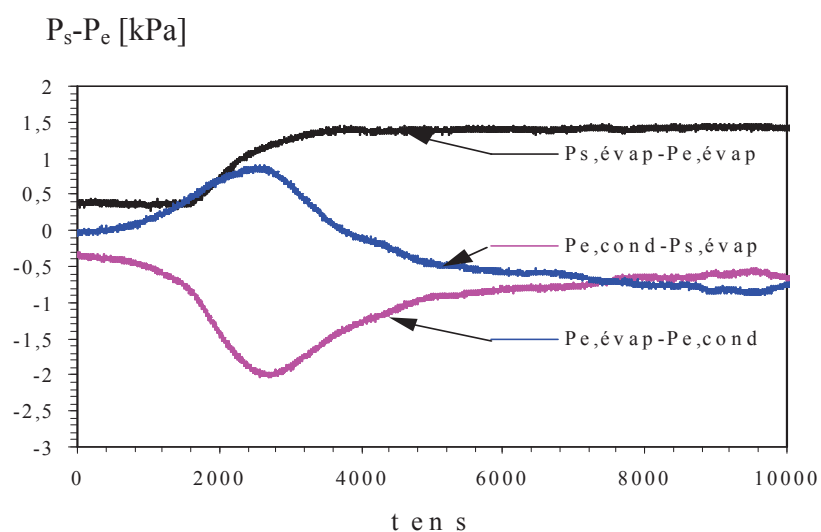


Figure V.5: Chutes de pression pour  $P=27$  W.

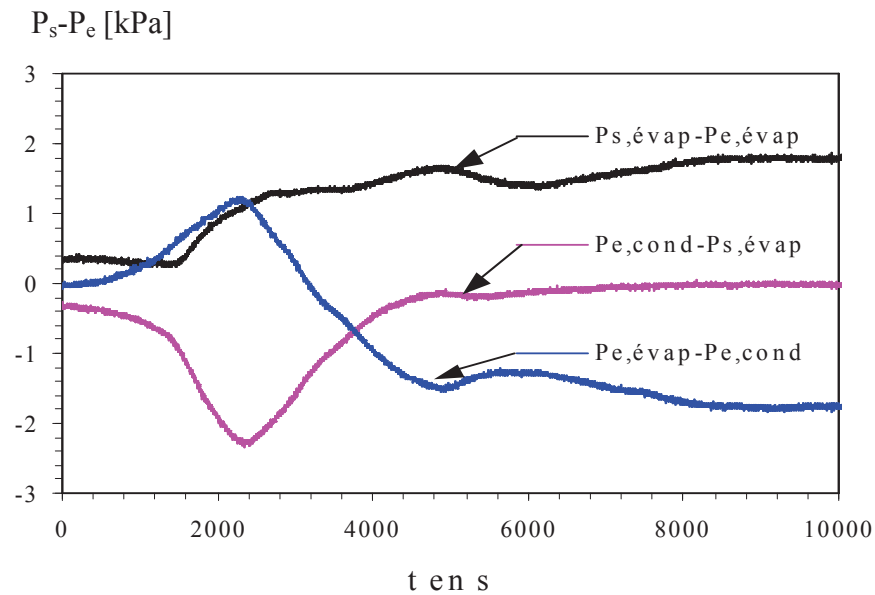
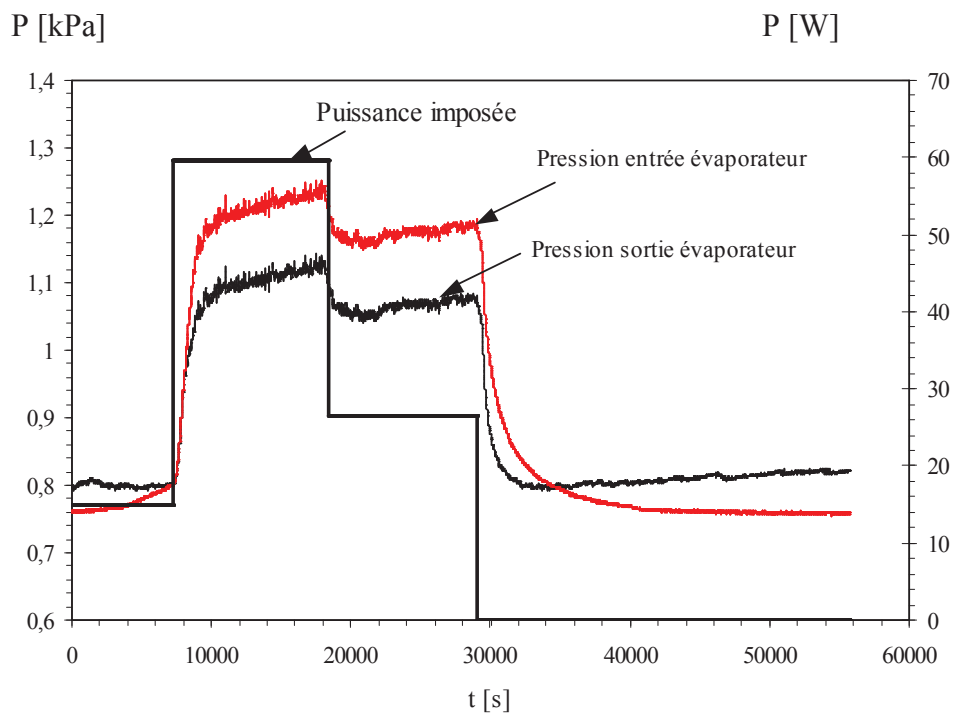
Figure V.6: Chutes de pression pour  $P = 42 \text{ W}$ .

Figure V.7: Réponse du système à une variation brusque de puissance

Contrairement à la chute de pression dans l'évaporateur, celle dans la ligne vapeur présente un pic dû principalement à l'évolution enregistrée de la pression à l'entrée du condenseur. La chute de la pression dans la ligne vapeur diminue et tend vers sa valeur minimale correspondant à l'état d'équilibre de la boucle. L'effet de la variation de la puissance du

système sur la pression à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur est présenté en figure V.7. Contrairement aux essais précédents, nous avons, dans ce cas, fait varier la puissance du bloc chauffant sans veiller à ce que les températures initiales de la boucle pour chaque puissance soient les mêmes (la boucle est en fonctionnement continu). Durant cette série d'essais, nous avons relevé la réponse des capteurs de pression au niveau de l'évaporateur. La figure V.7 montre que le système a un temps de réponse rapide. En effet, pour une variation de puissance de 15 à 60W, le temps de réponse du système est d'environ 20 mn.

Réponse de la boucle soumise à une variation de puissance :

Nous avons effectué des essais sur la boucle diphasique en imposant une puissance de chauffage variable de 16 W à 70 W. La puissance imposée est sous forme de créneaux dont l'allure est présentée par la figure V.8. Le débit d'eau de refroidissement ainsi que sa température d'entrée sont également maintenus constants durant toute cette série d'essais. L'écoulement du fluide de refroidissement et de la vapeur dans le condenseur est en contre courant. La figure V.8 présente en plus de la courbe de la puissance imposée, les évolutions temporelles des températures de paroi du bloc chauffant. Ces premiers essais sont également faits avec de l'eau distillée comme fluide caloporteur. Les températures du fluide caloporteur mesurées dans la boucle diphasique sont présentées par la figure V.9.

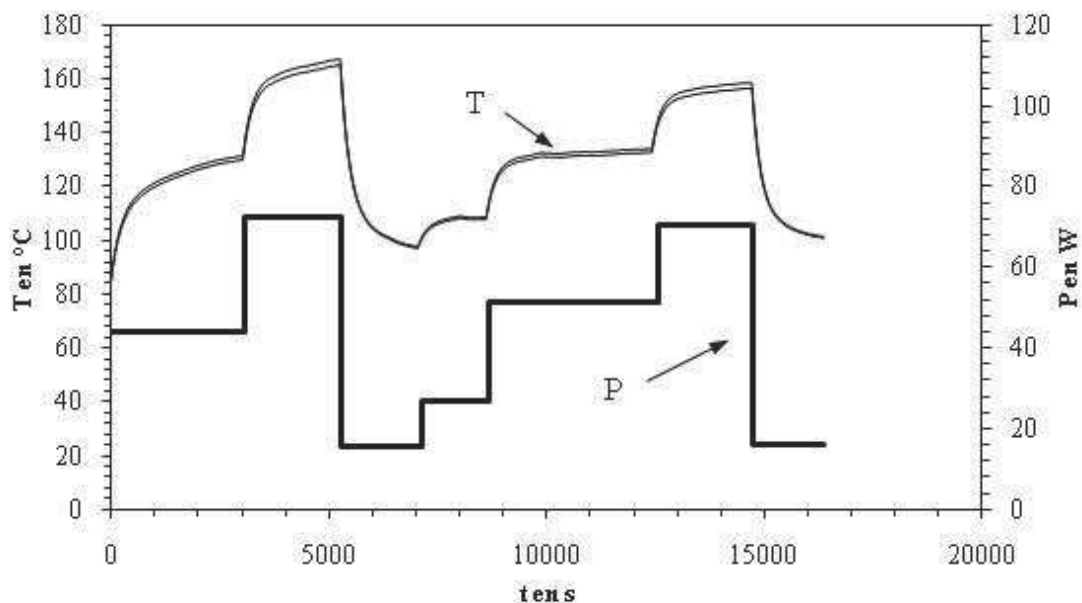


Figure V.8. Températures de paroi mesurées et puissances imposées.

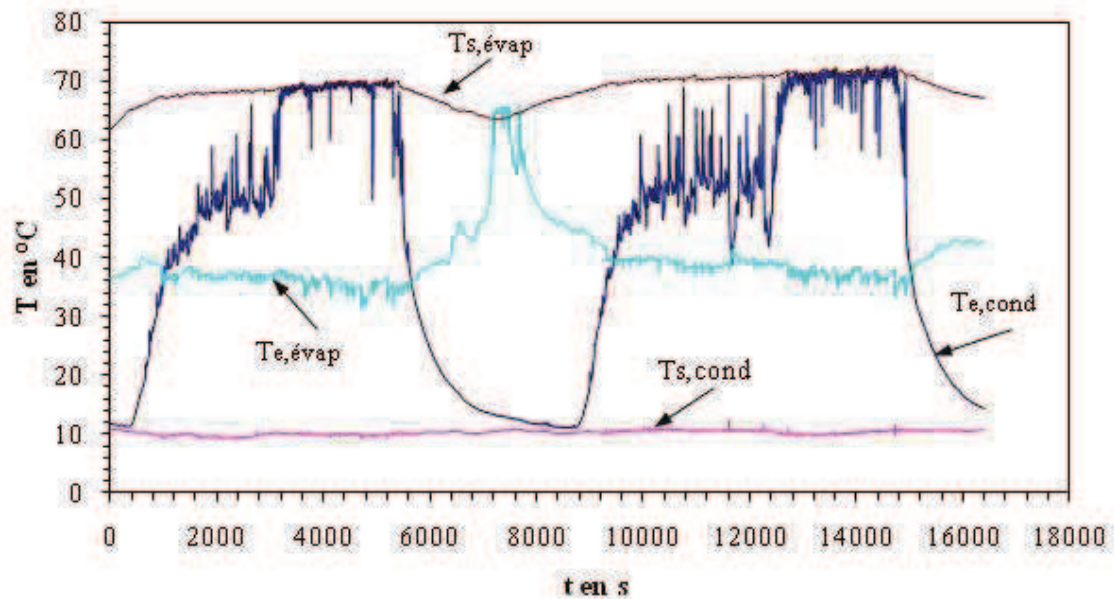


Figure V.9. Evolutions temporelles des températures mesurées dans la boucle diphasique.

La figure V.10 montre un ensemble typique des résultats expérimentaux concernant la réponse de la boucle en terme de pression du fluide caloporteur. On présente les évolutions temporelles des pressions mesurées à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur et du condenseur. Les conditions opératoires utilisées pour la figure V.10 sont les mêmes que celles utilisées pour les figures V.9 et V.8.

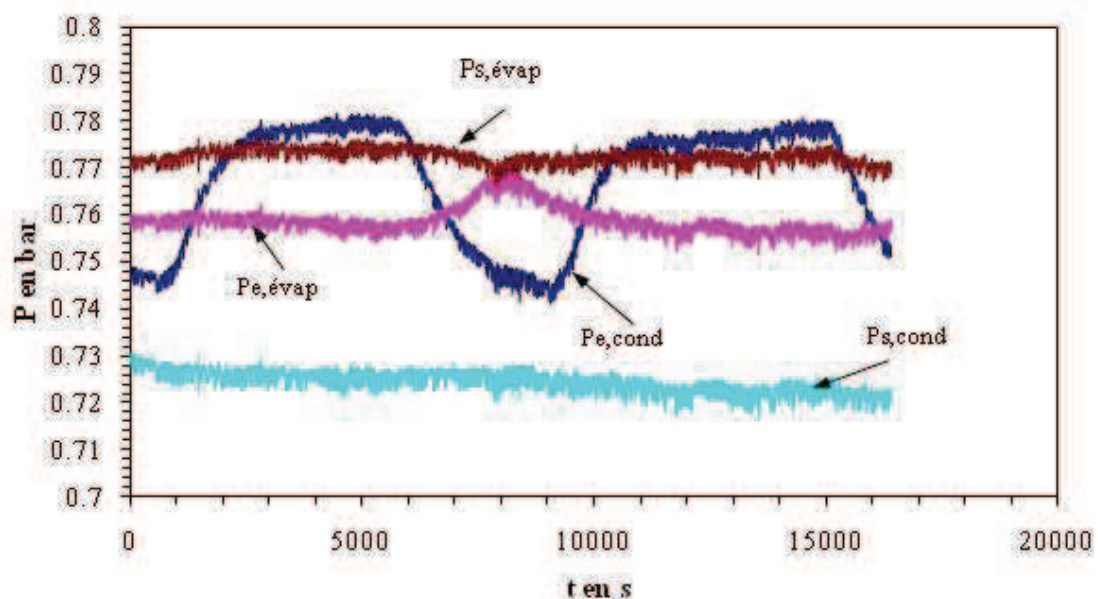


Figure V.10. Evolutions temporelles des pressions mesurées dans la boucle diphasique.



On remarque que l'allure de la pression à l'entrée de l'évaporateur est comparable à celle de la température mesurée à son entrée. L'augmentation de la pression à la sortie de l'évaporateur indique le démarrage de la boucle et la production d'un débit de vapeur par dissipation thermique. En comparant le signal de la puissance imposée et celui des températures de paroi, on constate que les températures de paroi répondent d'une manière rapide et suivant les variations en puissance. Ceci n'est pas le cas pour la réponse de la boucle en pression et en température du fluide caloporteur. Sachant que la pression du fluide est fortement liée à la masse de vapeur produite. Le fait que la pression mesurée soit sensiblement constante dans certaine zone malgré la variation de la puissance peut être dû essentiellement à une faible variation de la masse de vapeur produite. Ceci est présent dans les zones où le temps est compris entre 2200 et 2500s où la pression de la vapeur à l'entrée reste sensiblement invariable. Cependant, durant cet intervalle de temps, la température de la vapeur à la sortie de l'évaporateur marque une variation de 50 à 65°C. Dans ce cas, le temps de réponse de la boucle à cette variation de puissance imposée est d'une centaine de seconde. Au démarrage, le temps de réponse de la boucle est d'environ 10 mn. Le temps de réponse est défini à 63% de la variation de la température de la vapeur entre sa valeur atteinte en régime permanent et sa valeur minimale de début de la montée en température, et ceci pour chaque palier de puissance imposée.

La figure V.9 montre que la température d'entrée du condenseur présente des oscillations qui sont probablement dues aux variations du débit massique du fluide caloporteur évaporé. Ces variations peuvent entraîner des instabilités de la boucle. Au déclenchement de la boucle, l'arrivée de la vapeur est marquée par une montée en pression de vapeur à l'entrée du condenseur. A l'entrée de l'évaporateur, la pression est sensiblement constante marquant ainsi un retour continu du condensat. On montre également que plus la puissance imposée est importante, plus l'écart entre les températures moyenne du condenseur et de l'évaporateur est faible. Par contre, la boucle peut être déstabilisée dans le cas des diminutions brusques des puissances de chauffage.

### **V.1.2. RESULTATS D'ESSAIS AVEC LE N-PENTANE COMME FLUIDE CALOPORTEUR**

Nous avons rempli le réservoir du liquide de l'évaporateur avec une masse du n-pentane de 10,8 g. Ensuite, nous avons effectué des essais sur le prototype de la boucle diphasique en imposant une puissance des cartouches chauffantes allant de 100 W à 300 W.

### V.1.2.1. Réponses de la boucle diphasique en régime transitoire :

#### *Influence de la puissance électrique*

Le créneau de puissances imposées est sous forme d'escalier comme le montre la figure V.11. Sur cette même figure on a représenté les températures de la paroi du bloc chauffant mesurée à 2mm de la surface de contact à la base de la chambre liquide.

Au cours de cette série d'essais, le débit d'eau de refroidissement du condenseur ( $=14\text{g/s}$ ) ainsi que sa température d'entrée ( $=13.5^\circ\text{C}$ ) sont maintenus constants. L'écoulement du fluide de refroidissement et celui du condensat sont en co-courant. La répartition de la température de la paroi n'est pas uniforme ; elle est plus importante à proximité de l'entrée de l'évaporateur à cause du retour du n-pentane liquide. Pour  $x=7$  et  $27\text{ mm}$ , la température de la paroi est plus basse car dans cette zone le fluide caloporteur doit être stagnant et le processus de changement de phase liquide-vapeur est meilleur que vers la zone du retour du condensat qui est à proximité de  $x=87\text{mm}$ . Cette répartition de la température de paroi montre que la dissipation locale du flux thermique à la base de la chambre liquide est forcément non uniforme et qu'elle est influencée par les emplacements de l'entrée du fluide caloporteur de l'évaporateur. Ceci est confirmé par les résultats des densités de flux présentés sur la figure V.12 à différentes positions.

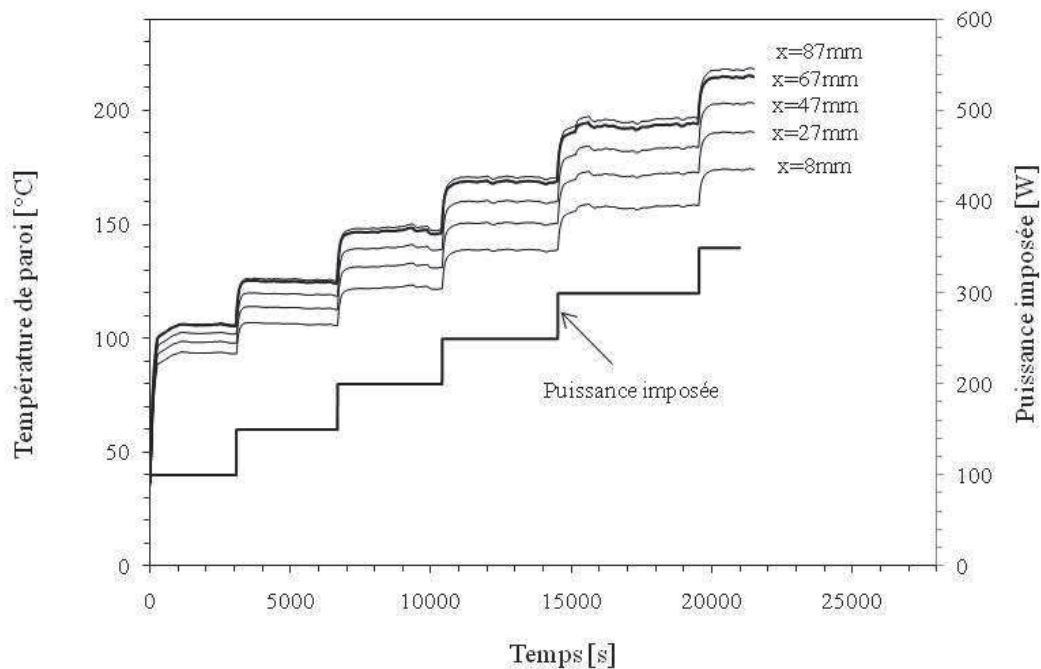


Figure V.11. Evolutions temporelles des puissances imposées et des températures de paroi mesurées dans le bloc chauffant.

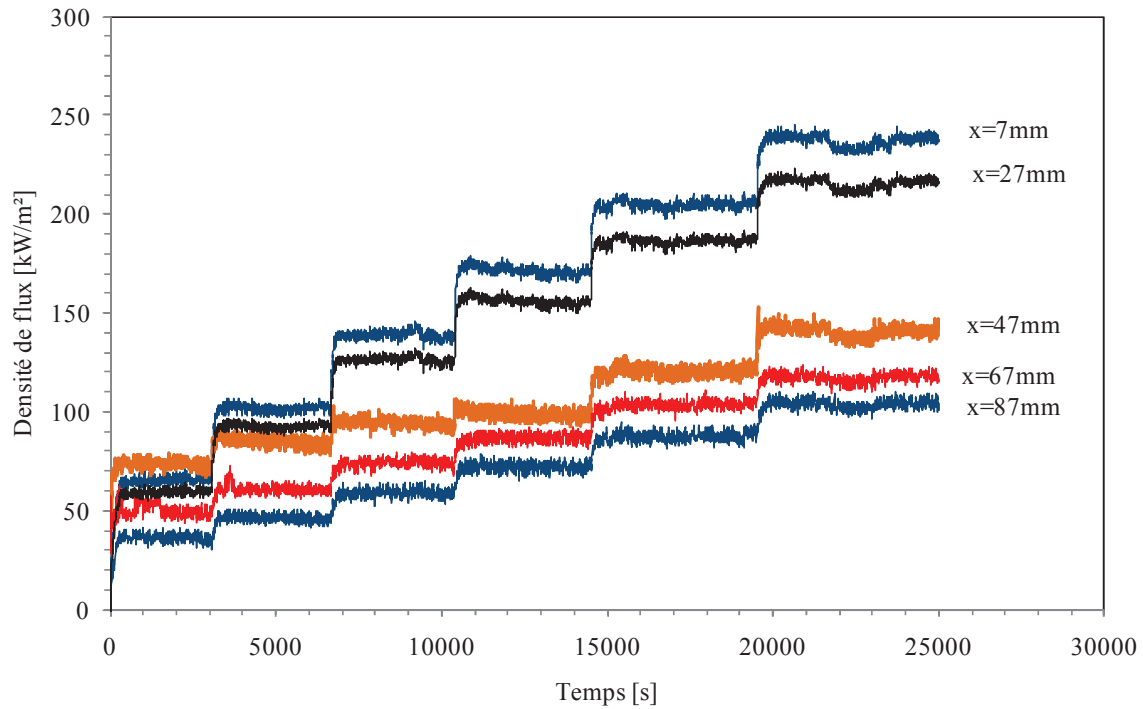


Figure V.12. Densités de flux thermique dissipées à la base de la chambre liquide.

La densité de flux thermique est calculée, en utilisant la loi de Fourier, à partir des températures de paroi mesurées à 2 ( $y=23\text{mm}$ ) et à 9mm ( $y=16\text{mm}$ ) de la base de la chambre liquide.

$$q_{p,x} = \lambda_p \left( \frac{T_{p,x,(y=16\text{mm})} - T_{p,x,(y=23\text{mm})}}{\Delta y} \right) \quad (\text{V.1})$$

$\lambda_p$  est la conductivité thermique du cuivre ( $389\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ ),  $\Delta y$  représente l'espacement mesuré suivant la verticale à la surface d'échange et qui sépare deux thermocouples placés à la même abscisse  $x$ .

On remarque que la densité de flux thermique dissipée diminue au fur et à mesure qu'on s'approche de l'entrée de l'évaporateur (figure V.12). Dans cette zone, le fluide caloporteur présente une température plus froide que dans les autres zones après son passage dans le condenseur. La résistance thermique est donc augmentée dans cette zone. La densité de flux thermique local est faible à proximité de l'entrée de l'évaporateur où le retour du fluide venant du condenseur est probablement sous refroidi. Ceci engendre un transfert thermique sans changement de phase dans cette zone. Ce qui n'est pas le cas en s'éloignant de l'entrée de l'évaporateur où le transfert thermique s'effectue par évaporation du fluide caloporteur et par conséquent, la densité du flux thermique dissipée est augmentée.

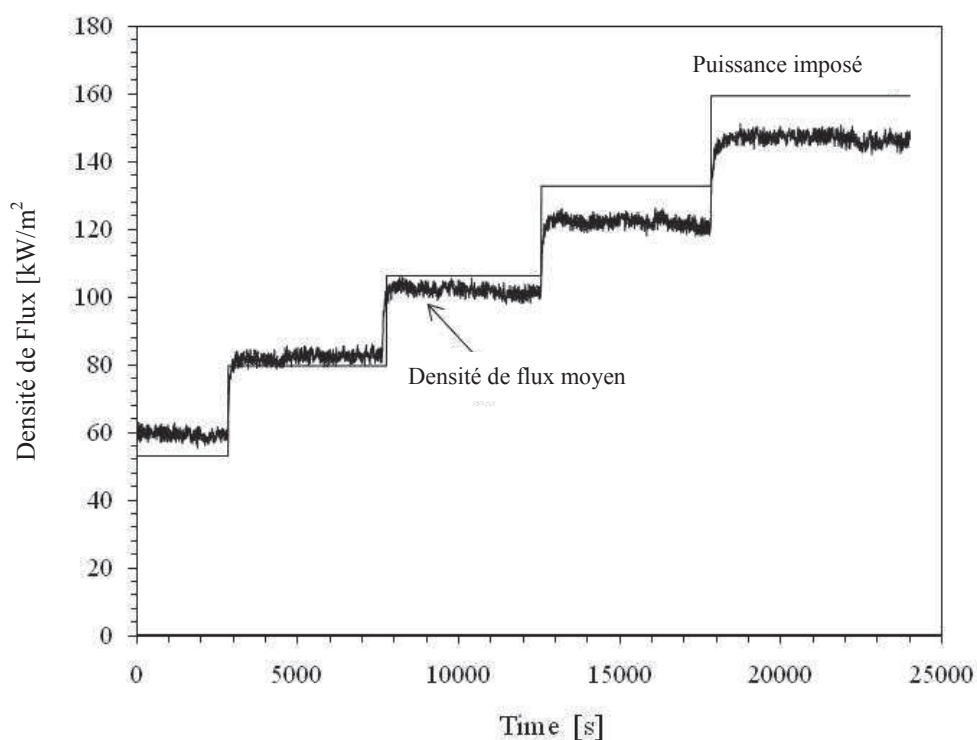
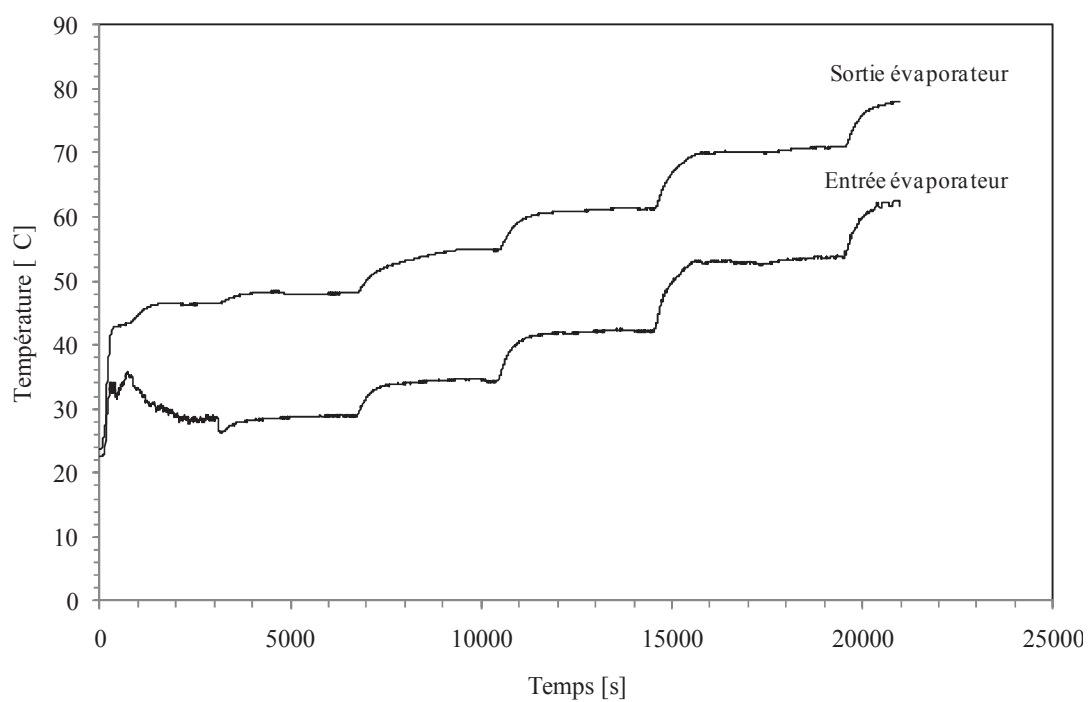


Figure V.13. Comparaison entre les flux imposés et mesurés.



(a)

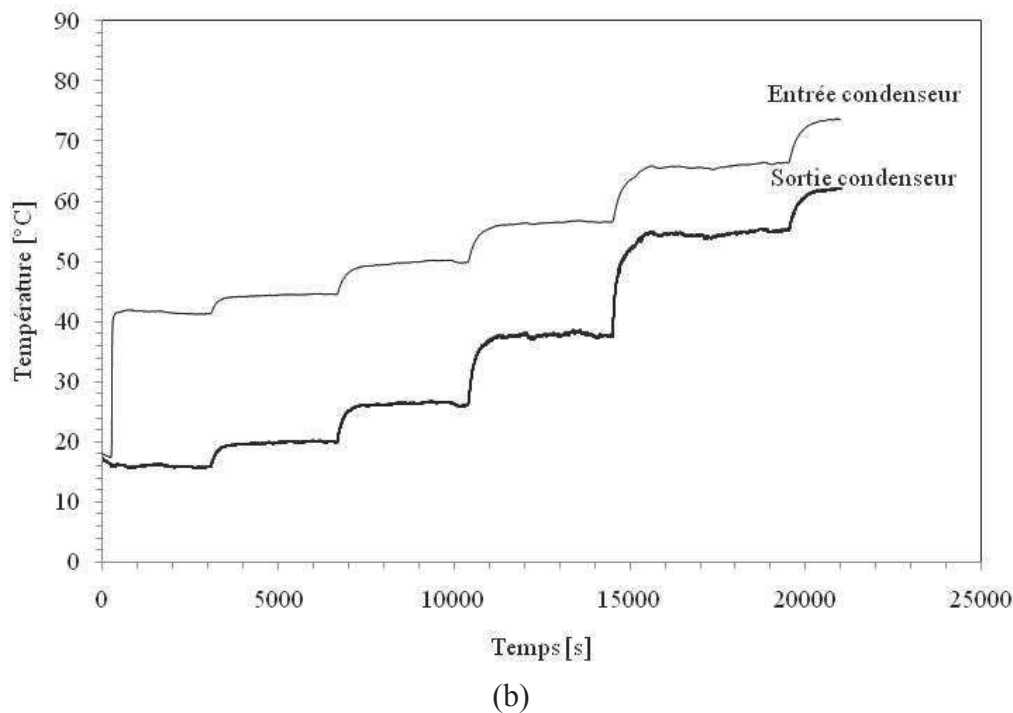


Figure V.14. Evolutions temporelles des températures du n-pentane : (a) évaporateur, (b) condenseur.

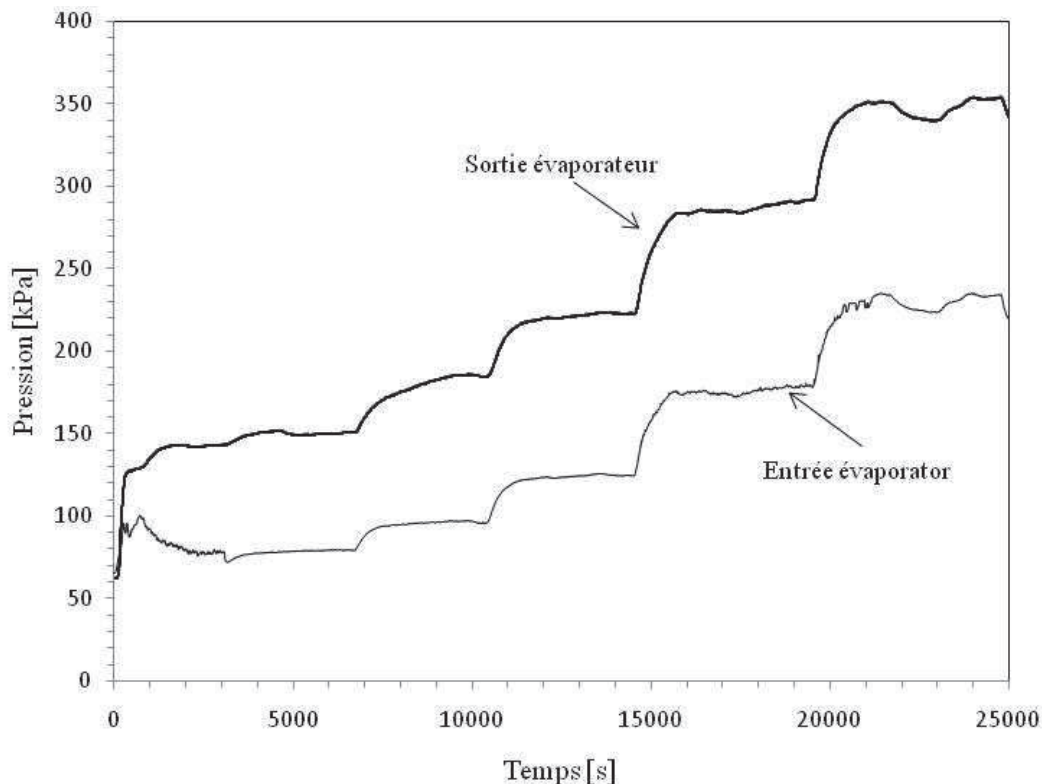
La figure V.13 compare les valeurs moyennes des flux thermiques présentés en figure V.12 avec la valeur de la puissance électrique imposée au niveau des cartouches chauffantes. Les résultats présentés en figure V.13 confirment que les deux flux thermiques sont comparables. Des différences mineures existent à haute puissance et qui peuvent être causées par des pertes thermiques vers le milieu ambiant. Ces pertes sont donc estimées à environ 7,5% à puissance maximale.

Les évolutions temporelles des températures du fluide caloporteur à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur et du condenseur sont représentées respectivement dans les figures V.14 a et V.14 b. La montée de la température à l'entrée du condenseur indique l'arrivée de la vapeur dans cette zone et le déclenchement de la boucle. La température de la vapeur mesurée à l'entrée du condenseur s'est stabilisée en moins d'une minute. La figure V.14 b montre que la montée en température à l'entrée du condenseur est pratiquement verticale au démarrage. Ceci montre que le temps de démarrage de la boucle est extrêmement rapide.

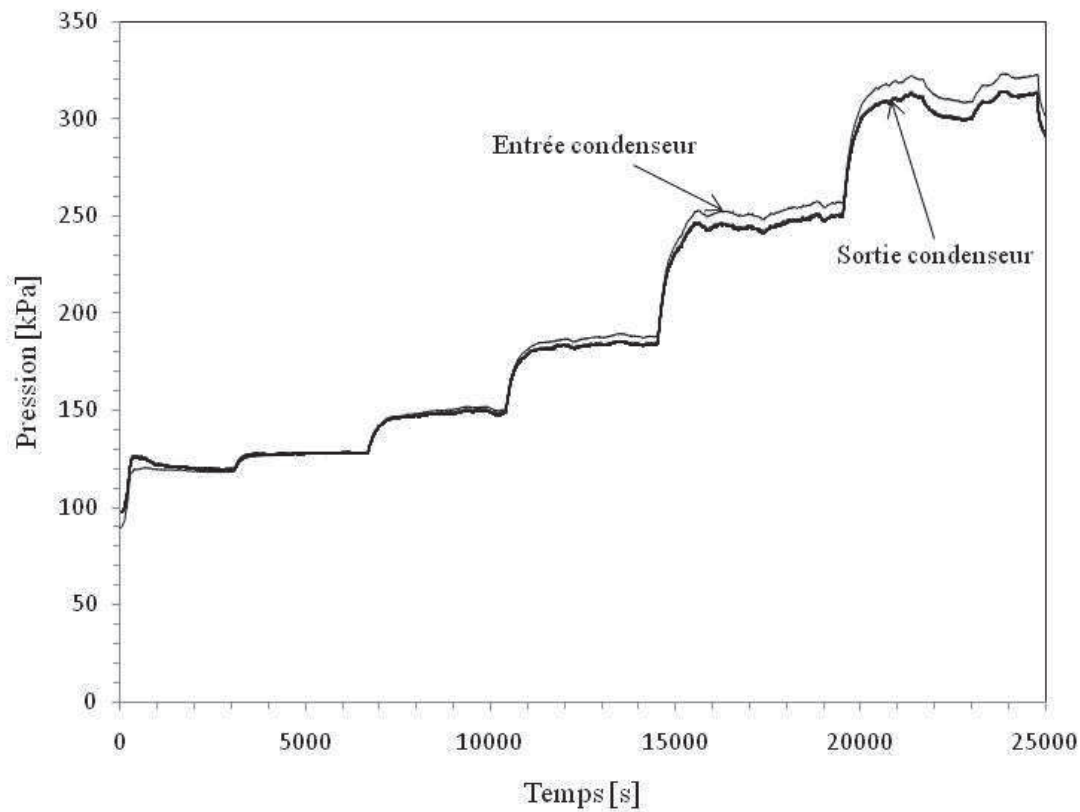
En général, les températures à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur et du condenseur augmentent avec la puissance imposée. A partir des résultats d'essais (figures V.14 a et b), on constate que l'écart entre les températures mesurées à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur diminue très faiblement en augmentant la puissance imposée. On note qu'en augmentant la

puissance de 150 à 350W, cet écart de températures chute d'environ 3°C seulement contrairement à celui relevé entre les températures d'entrée et de sortie du condenseur qui baisse d'environ 11°C. D'après ces résultats, le temps de réponse augmente avec la puissance imposée ; il est d'environ 80s pour  $P=100\text{W}$  et d'environ 430 s pour  $P=300\text{ W}$ .

Les figures V.15 a et b présentent les évolutions temporelles des pressions à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur et du condenseur. Ces évolutions sont mesurées dans les mêmes conditions opératoires que les figures précédents (figures V.14 a et b). Dans le condenseur, la pression du fluide à l'entrée est comparable à celle mesurée à sa sortie. Cependant, dans l'évaporateur, la pression du n-pentane est importante et augmente en augmentant la puissance des cartouches chauffantes. Ceci est dû à une augmentation du débit massique évaporé avec la puissance et principalement à la présence de mini-canaux dans l'évaporateur. La différence de pression entre l'évaporateur et le condenseur est faible pour toutes les puissances testées.



(a)



(b)

Figure V.15. Evolutions temporelles de la pression : (a) évaporateur, (b) condenseur.

La puissance de refroidissement du condenseur est déduite du débit massique de l'eau de refroidissement et de la différence des températures mesurées à l'entrée et à la sortie du condenseur. Elle est calculée par l'équation suivante :

$$Q_{\text{cond}} = \dot{m}_c C_p (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (\text{V.2})$$

Avec  $\dot{m}_c$  le débit massique d'eau de refroidissement en  $\text{kg s}^{-1}$ ,  $T_{c,o}$  est la température de sortie d'eau de refroidissement,  $T_{c,i}$  est la température d'entrée d'eau de refroidissement,  $C_p$  est la chaleur spécifique de l'eau ( $=4180 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ ).

La figure V.16 compare la puissance de refroidissement du condenseur et celle imposée par les cartouches chauffantes. On montre que ces deux puissances sont comparables ce qui implique que la totalité de la vapeur produite à l'évaporateur est condensée dans le condenseur. Le débit massique quittant l'évaporateur est déduit de la puissance thermique dissipée et de la chaleur latente d'évaporation du n-pentane tel que :

$$\dot{m}_v = \frac{Q_{\text{evap}}}{h_{fg} + C_p \Delta T_{\text{evap}}} \quad (\text{V.3})$$

La figure V.16 présente également l'évolution de débit massique évaporé qui augmente en fonction de la puissance imposée. Les résultats présentés dans cette figure confirment que les boucles thermosiphon fonctionnent à faible débit du fluide caloporteur (moins de  $1 \text{ g s}^{-1}$  dans notre cas). Ce qui les classe parmi les moyens de refroidissement contribuant à la protection de l'environnement en utilisant une très faible quantité de fluide frigorigène.

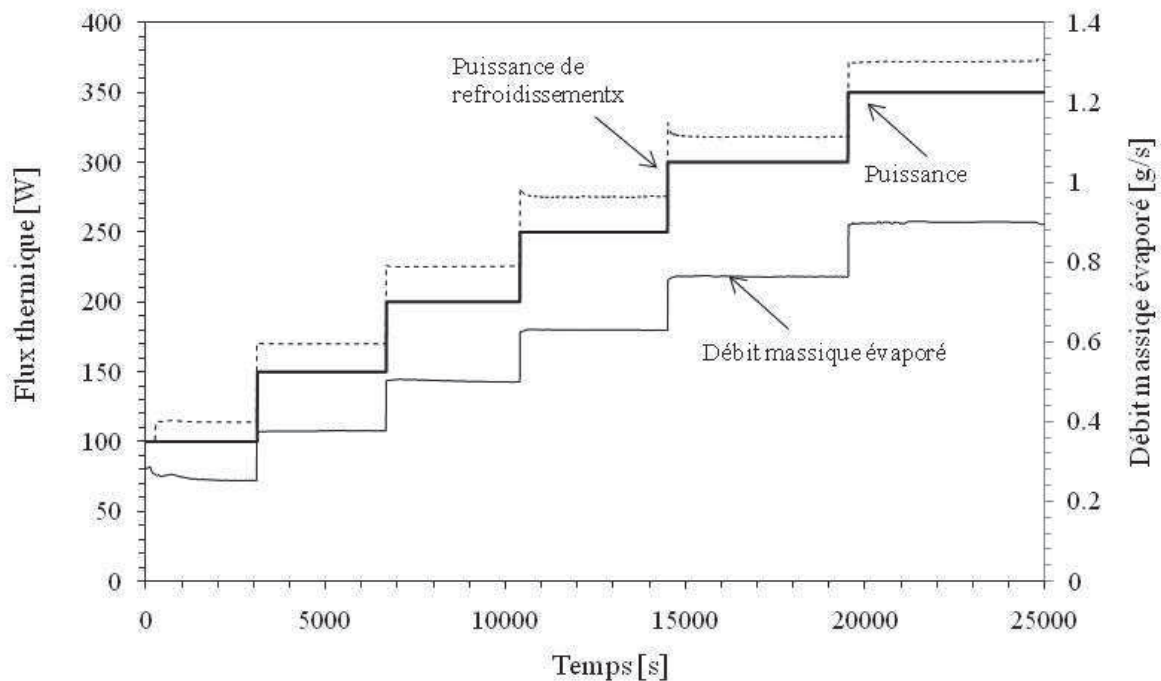


Figure V.16. Evolutions temporelles de : la puissance imposée, puissance de refroidissement, du débit massique évaporé.

#### Influence du débit massique d'eau de refroidissement du condenseur

Les figures V.17 et V.18 présentent les profils temporelles des températures et des pressions mesurées à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur et du condenseur. Ces profils sont obtenus pour des débits massiques d'eau de refroidissement du condenseur variables entre  $13 \text{ g/s}$  et  $81 \text{ g/s}$ . La température d'entrée de cette eau de refroidissement est maintenue constante durant toute cette série d'essais. La puissance des cartouches chauffantes est également maintenue constante à  $300 \text{ W}$  durant le temps.



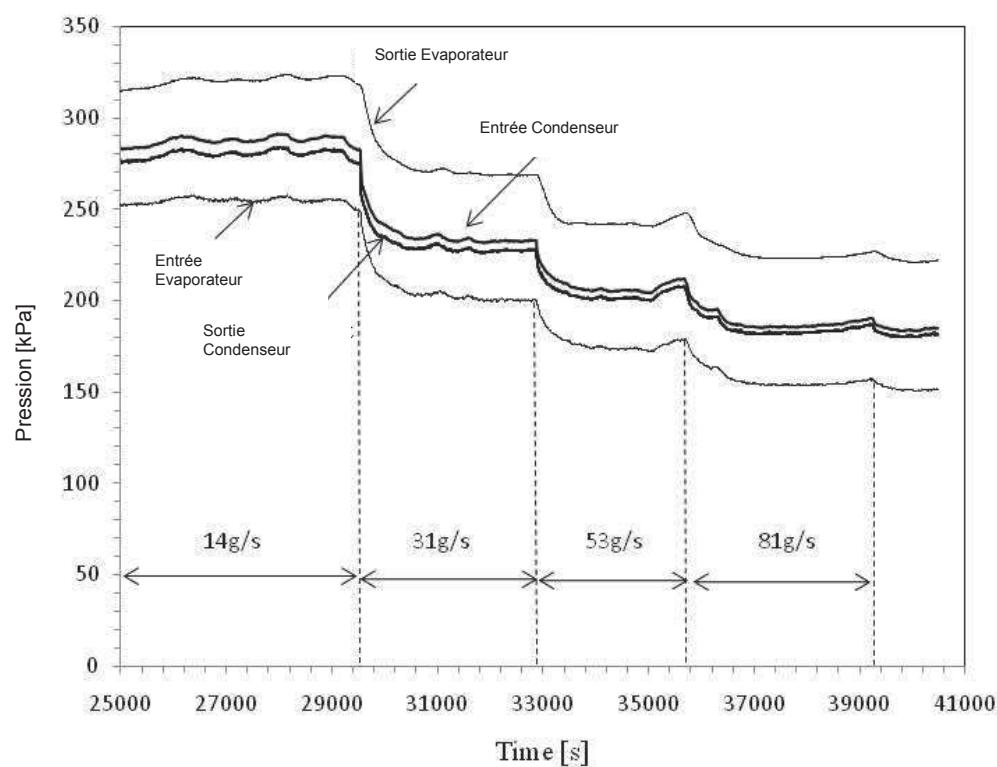


Figure V.17: Pressions d'entrée et de sortie de l'évaporateur et du condenseur.

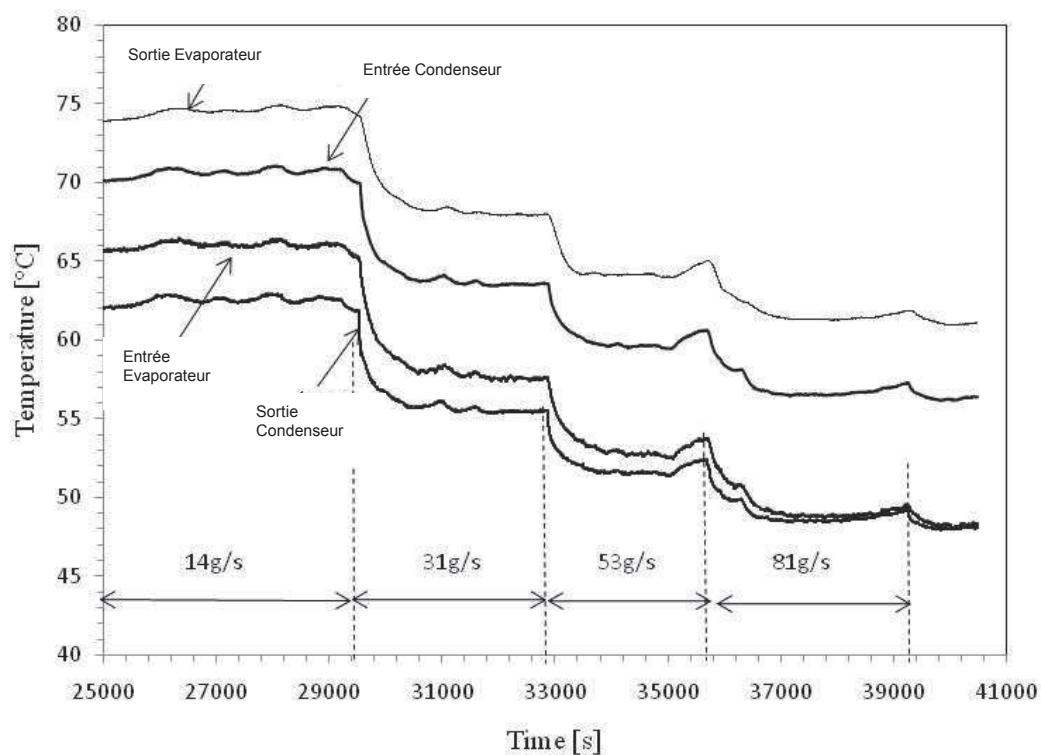


Figure V.18. Température d'entrée et de sortie de l'évaporateur et du condenseur.

Les figures V.17 et V.18 montrent que la température et la pression à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur et du condenseur diminuent en augmentant le débit massique d'eau de refroidissement. En effet, dans ce cas la puissance de refroidissement et la température du condensat est réduite. Sachant que l'eau de refroidissement du condenseur est maintenue à une température d'entrée et un débit constants, le sous refroidissement du n-pentane condensé à la sortie du condenseur est, par conséquent, réduit lorsque le débit de la vapeur produite augmente. Au niveau de l'évaporateur, aucune surchauffe ne peut être obtenue tant qu'une masse liquide est présente dans la chambre liquide.

### V.1.2.2. Réponses de la boucle diphasique en régime permanent

#### Evolution de la résistance thermique de la boucle

La résistance est calculée par le rapport entre l'écart entre les températures de sortie de l'évaporateur et du condenseur et le flux thermique imposée. Elle est calculée pour chaque puissance imposée lorsque le système atteint son régime permanent.

$$R_{th,loop} = \frac{T_{evap,o} - T_{cond,o}}{Q_{w,m}} \quad (V.4)$$

La figure V.19 présente les variations de la résistance thermique et de la température mesurées pour différentes valeurs de puissance imposées (de 100W à 450W). Deux différents débits d'eau de refroidissement sont testés (118g/s et 75g/s). Pour chaque débit d'eau de refroidissement du condenseur, la résistance thermique de la boucle diminue en augmentant la puissance électrique imposée. Les valeurs maximales des résistances thermiques sont obtenues à faibles puissances électriques qui engendrent une faible évaporation de fluide caloporteur. La résistance thermique de la boucle est liée à la quantité de fluide caloporteur liquide contenue dans la chambre liquide et qui diminue en augmentant la puissance électrique. On remarque également que pour la même puissance électrique, la résistance thermique de la boucle est réduite en augmentant le débit massique de l'eau de refroidissement du condenseur. En effet, dans ce cas la température du fluide caloporteur est réduite à la sortie du condenseur. Par conséquent, la pression du n-pentane dans l'évaporateur

ainsi que sa température sont également réduites. Ceci est confirmé par les résultats présentés en figure V.18.

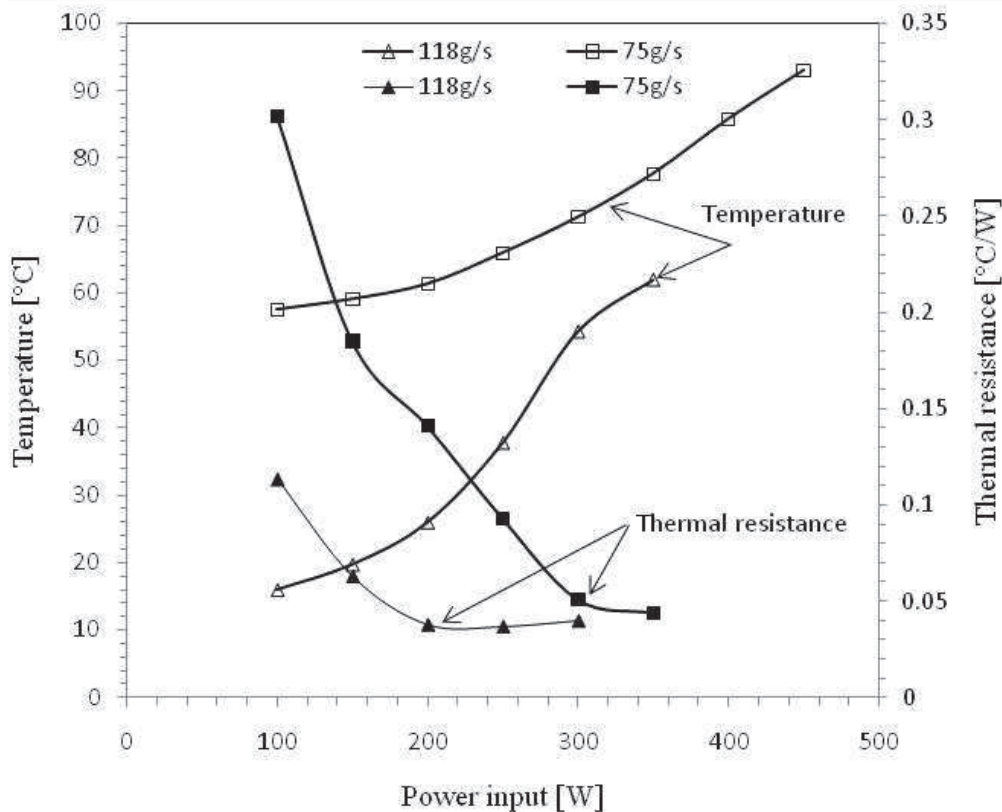
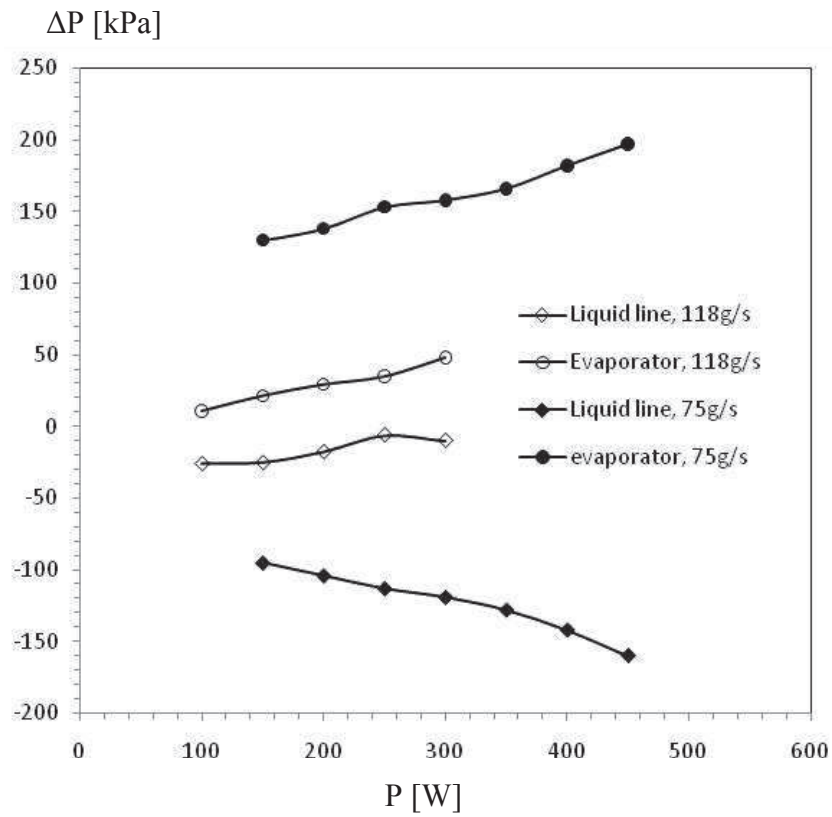
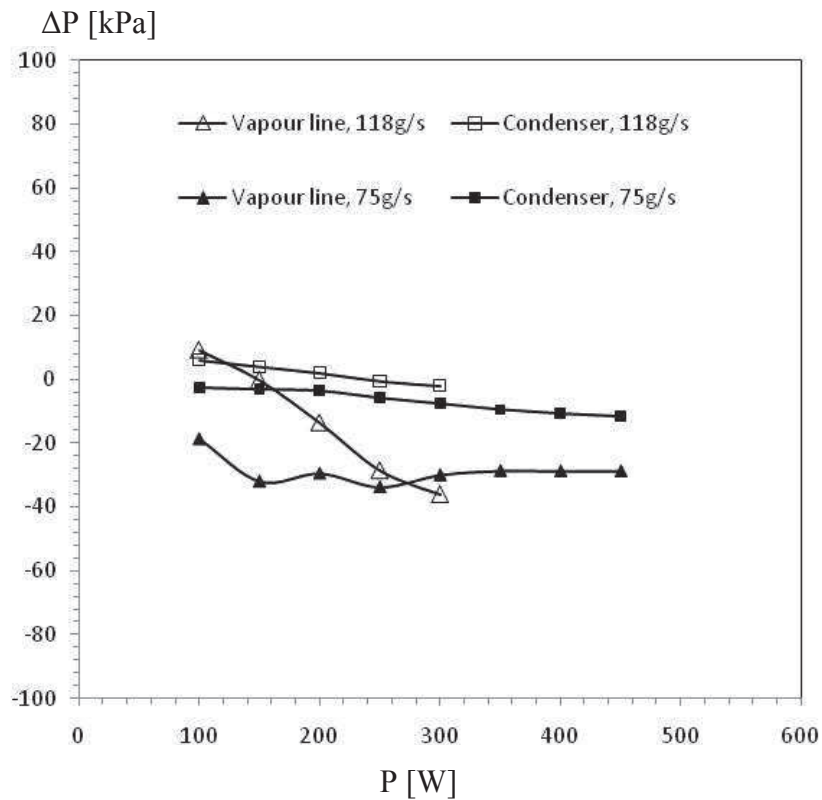


Figure V.19. Résistance thermique et température à la sortie de l'évaporateur en fonction de la puissance électrique.

Les figures V.20a et V.20b présentent la chute de pression pour différentes valeurs de la puissance électrique. Pour chaque composant de la boucle (condenseur, évaporateur, ligne liquide, ligne vapeur), la chute de pression du fluide caloporteur est calculée entre l'entrée et la sortie de chaque composant. Comme le montre la figure V.20b, pour chaque débit d'eau de refroidissement, la chute de pression dans le condenseur et celle dans la ligne vapeur sont très faibles. Dans la ligne liquide, la chute de pression est approximativement trois fois supérieure à celle mesurée dans la ligne vapeur. Ceci peut être dû par deux causes : la première est liée à la section de passage du fluide caloporteur dans la ligne vapeur qui est égale au double de celle de la ligne liquide. La seconde raison concerne les propriétés physiques du fluide caloporteur qui a en effet, une viscosité et une densité liquides très grandes par rapport à celles de la phase vapeur.



(a)



(b)

Figure V.20. Chute de pression pour deux différents débits d'eau de refroidissement: (a) pour la ligne liquide et l'évaporateur, (b) pour la ligne vapeur et le condenseur.

## **V.2. RESULTATS D'ESSAIS SUR L'ARMOIRE DE TELECOMMUNICATION EQUIPEE DE BOUCLE DE REFROIDISSEMENT**

Comme cela a été expliqué dans le chapitre II, nous avons équipé l'armoire de télécommunication d'une boucle de refroidissement diphasique comparable au prototype. L'évaporateur est muni d'ailettes fines d'épaisseur 0.3mm, de profondeur 10mm et espacées de 2mm. Il est placé dans la partie supérieure de l'armoire où les points chauds ont été localisés à partir des résultats de mesure des températures dans l'armoire sans le dissipateur. Le condenseur est placé à l'extérieur de l'armoire à une hauteur de 30 cm approximativement. L'entrée et la sortie du condenseur sont raccordées à la sortie et à l'entrée de l'évaporateur respectivement par des tuyaux de raccordement en cuivre isolés thermiquement. Les essais sont effectués à différentes valeurs de puissances imposées par les cartes chauffantes. Chaque puissance est mesurée instantanément par un wattmètre numérique. Le but de cette série d'essais est de mettre en évidence les performances thermiques de la boucle de refroidissement dans des conditions de fonctionnement réelles.

### **V.2.1. Réponses du système en régime transitoire :**

L'influence de la puissance des cartes est mise en évidence en mesurant la température de fonctionnement et celles de l'air dans l'armoire de télécommunication. La température de fonctionnement du système est mesurée à l'entrée des boîtiers contenant les cartes de télécommunication. Nous présentons dans ce paragraphe des exemples de résultats obtenus en régime transitoire pour des puissances imposées. La figure V.21 la température de fonctionnement mesurée pour des puissances de 350, 300 et 250 W. En régime permanent, cette température a atteint 52°C pour 350 W et a baissé à 47°C pour 250 W. Le temps de réponse est de 10mn pour 350 W. Après cette étape de démarrage, le régime permanent est atteint durant quelques secondes pour 300 et 250W.

Pour ces mêmes conditions opératoires, les figures V.22 et V.23 présentent les températures mesurées à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur et du condenseur. On montre que la température de la vapeur à l'entrée du condenseur est plus basse que celle à la sortie de l'évaporateur à cause des pertes thermiques vers le milieu ambiant dans la colonne vapeur. Dans la ligne liquide, la température de l'écoulement mesurée à l'entrée de l'évaporateur est influencée par la chaleur transférée de l'air chaud dans l'armoire de télécommunication. Ceci

explique pourquoi la température du fluide mesurée à l'entrée de l'évaporateur est plus importante que celle mesurée à la sortie du condenseur.

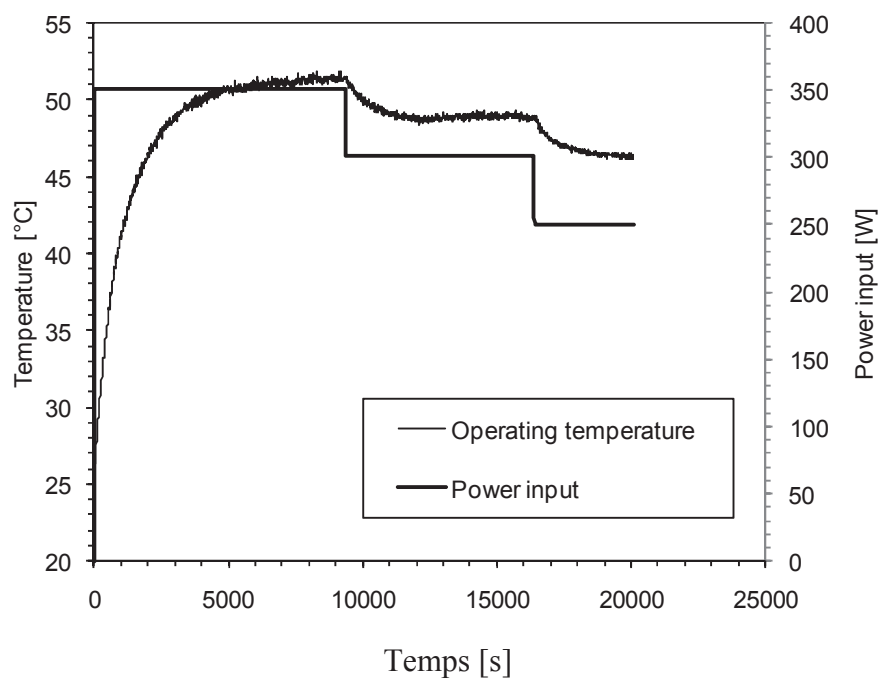


Figure V.21. Evolutions temporelles de la température de fonctionnement et de la puissance imposée.

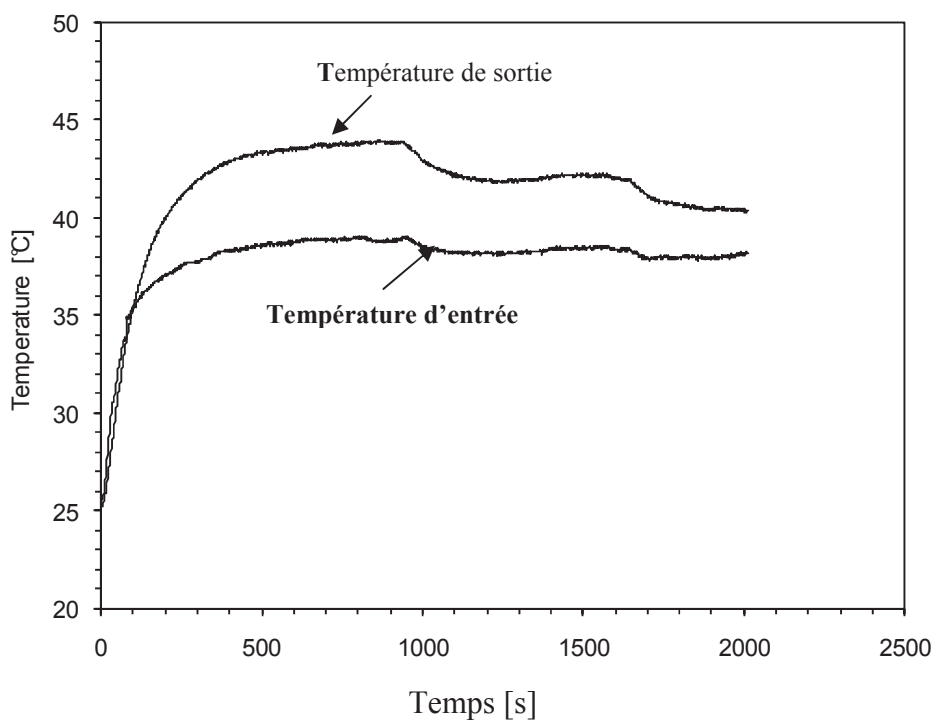


Figure V.22. Températures mesurées à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur.

La figure V.22 montre que les températures du fluide caloporteur dans le thermosiphon augmentent avec la puissance imposée car le débit de la vapeur et par conséquent, la pression de saturation du système augmentent. La figure V.23 montre que la différence de température mesurée entre l'entrée et la sortie du condenseur demeure pratiquement constante pour toutes les puissances testées. Cependant, la différence entre les températures d'entrée et de sortie du fluide caloporteur dans l'évaporateur diminue lorsque la puissance imposée est réduite.

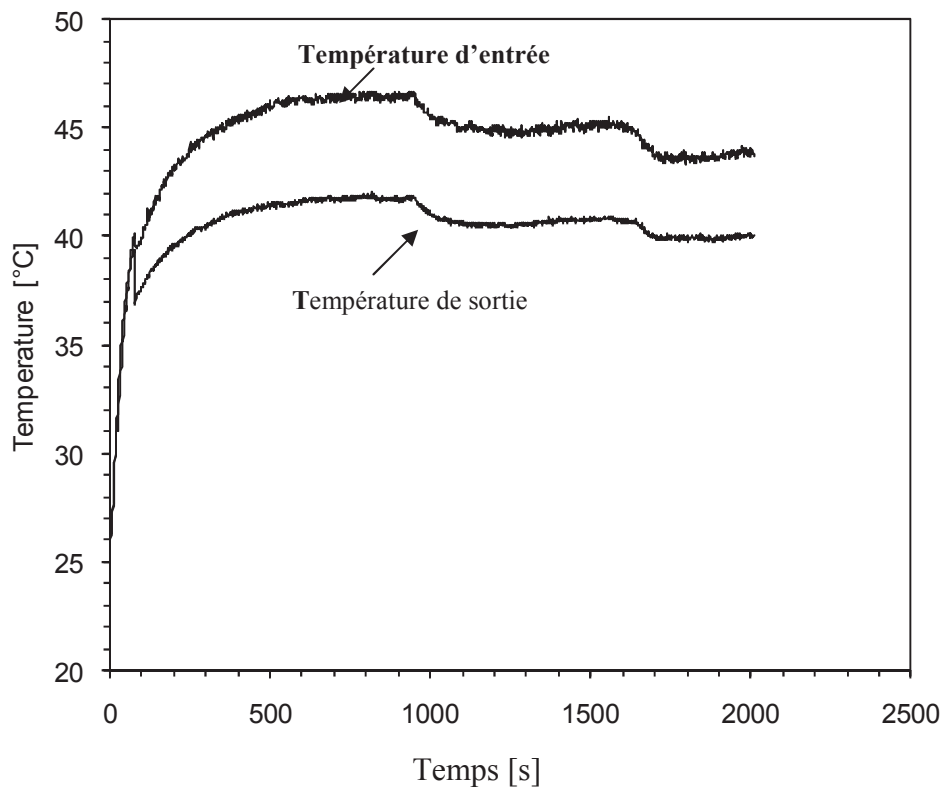


Figure V.23. Températures mesurées à l'entrée et à la sortie du condenseur.

Les figures V.24 a et b présentent les températures de l'air à l'intérieur de l'armoire de télécommunication. Les températures mesurées en dessous des boîtiers chauffants avec les thermocouples  $T_5$ ,  $T_6$ , et  $T_7$  sont approximativement uniformes. Pour cette raison, nous avons calculé la valeur moyenne de ces trois thermocouples. Au dessus des boîtiers chauffants, la température de sortie de l'air ventilé mesurée par les thermocouples  $T_8$  et  $T_9$  est également uniforme. Elle représente la température maximale mesurée à l'intérieur de l'armoire en la comparant aux réponses d'autres thermocouples. C'est la raison pour laquelle l'évaporateur a été placé dans cette zone de l'armoire.

Les températures de l'air circulant à gauche et à droite des boîtiers chauffants est également uniforme. Elle a atteint une valeur stable de 52°C en régime permanent à 350W (voir figure V.24b). Cette distribution uniforme de la température de l'air dans l'armoire de télécommunication confirme l'intérêt d'utiliser des systèmes de refroidissement utilisant un fluide à changement de phase.

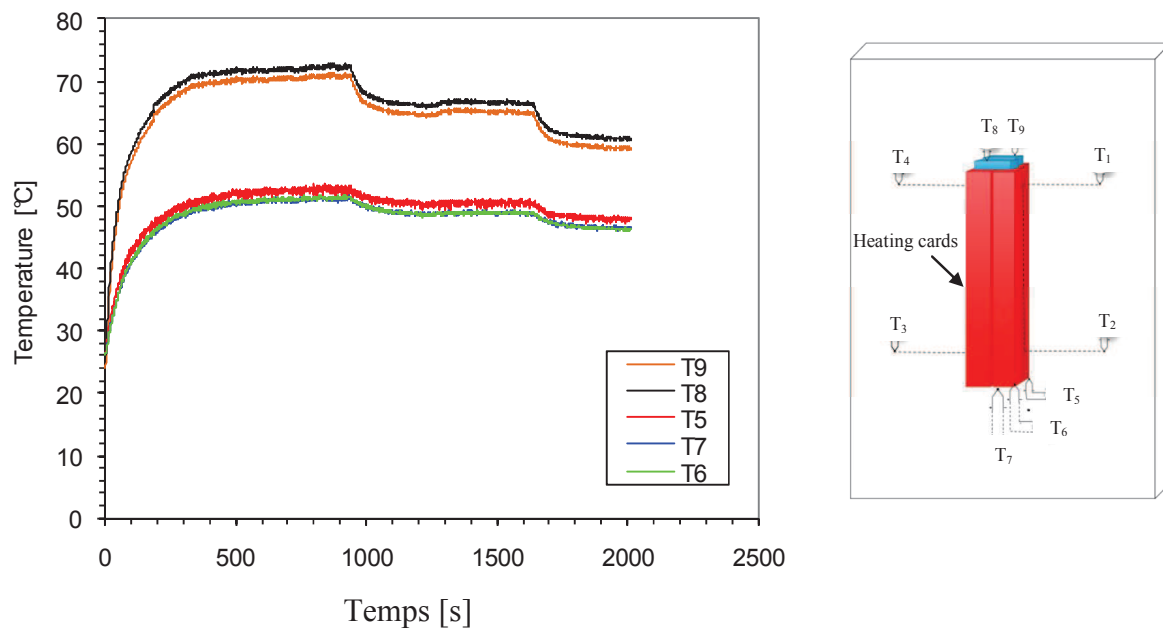


Figure V.24a. Températures d'entrée et de sortie du boîtiers.

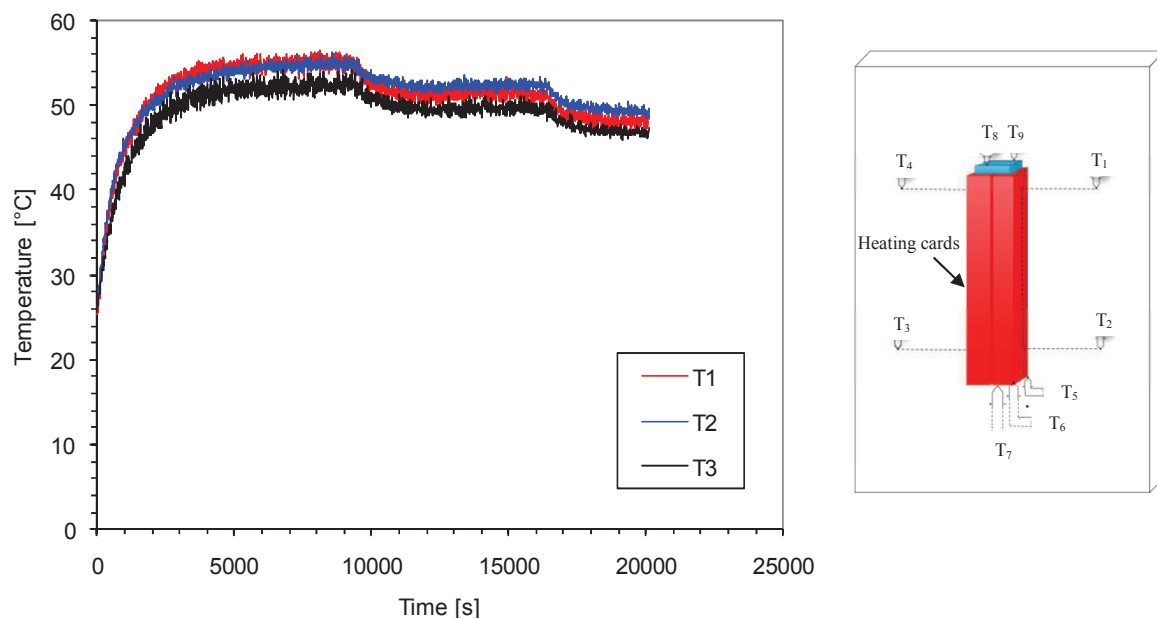


Figure V.24b. Température de l'air dans l'armoire de télécommunication.



### V.2.2. Réponses du système en régime permanent :

#### Influence de la puissance sur la résistance thermique de la boucle

La figure V.25 présente la variation de la résistance de la boucle en fonction des puissances imposées (comprises entre 100 et 350W). On remarque que pour les mêmes raisons discutées précédemment, la résistance thermique est réduite en augmentant la puissance électrique.

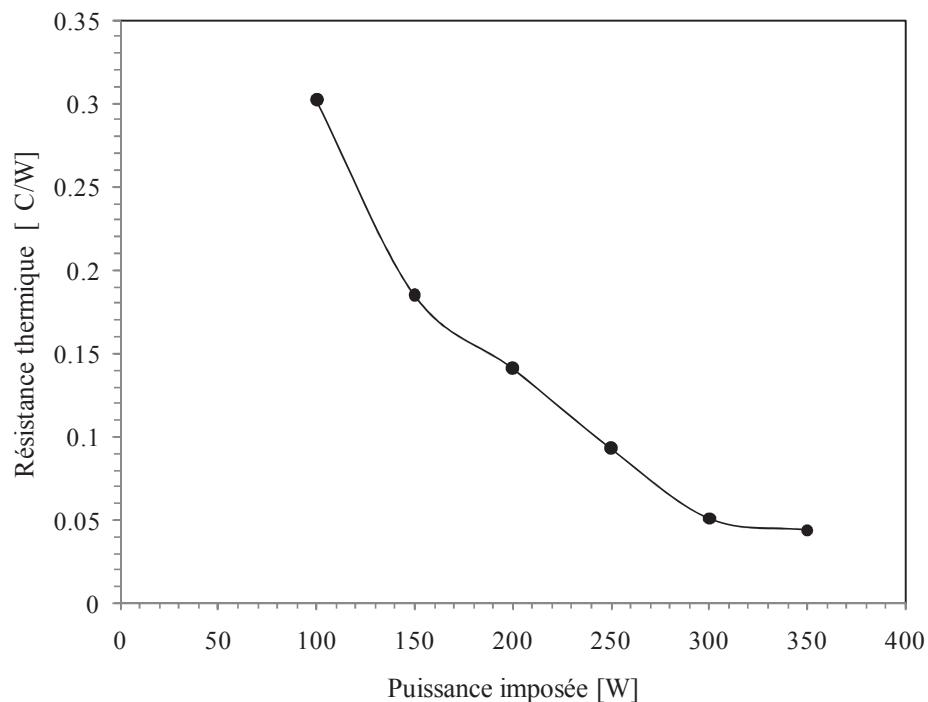


Figure V.25. Résistance thermique en fonction de la puissance imposée.

#### Température de fonctionnement mesurée avec et sans boucle de refroidissement

La figure V.26 compare les températures de fonctionnement de l'armoire mesurées en utilisant deux modes de refroidissement. Le premier est celui utilisé par France Télécom où le refroidissement est effectué par convection forcée. Le second mode de refroidissement utilise la boucle de refroidissement diphasique développé au cours de cette étude. Les résultats présentés par la figure V.26 sont obtenus en imposant une puissance électrique dans les boîtiers chauffants de 100 W, 130 W et 160 W.

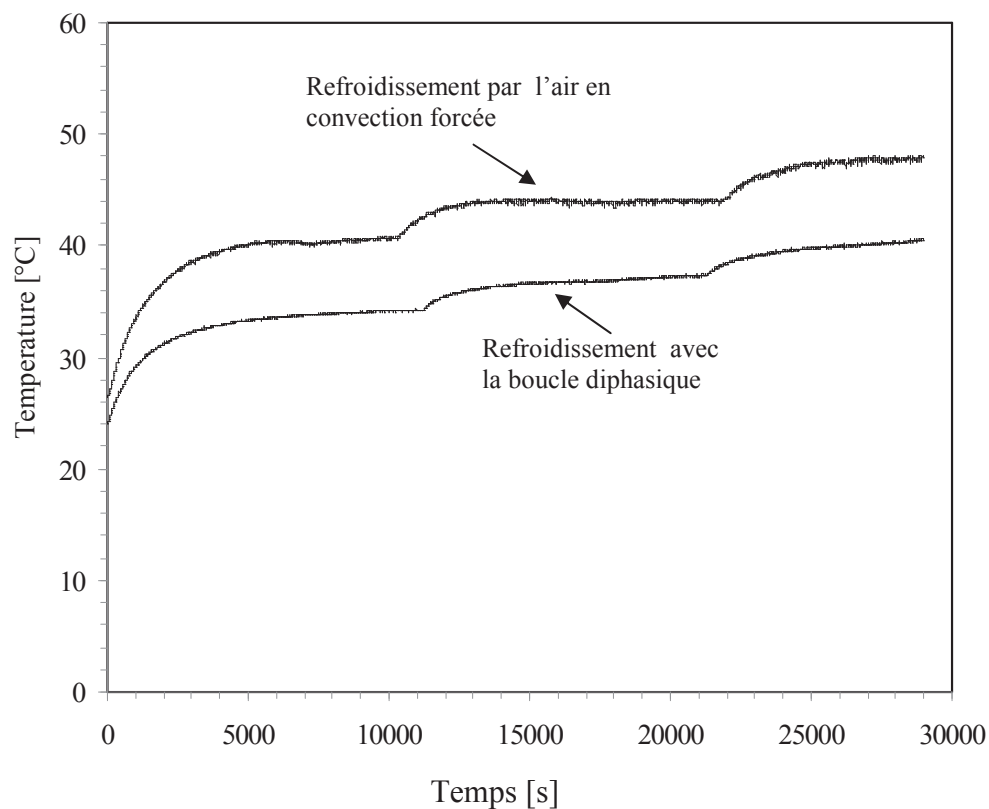


Figure V.26. Evolution temporelle de la température de fonctionnement à l'entrée des boîtiers chauffants.

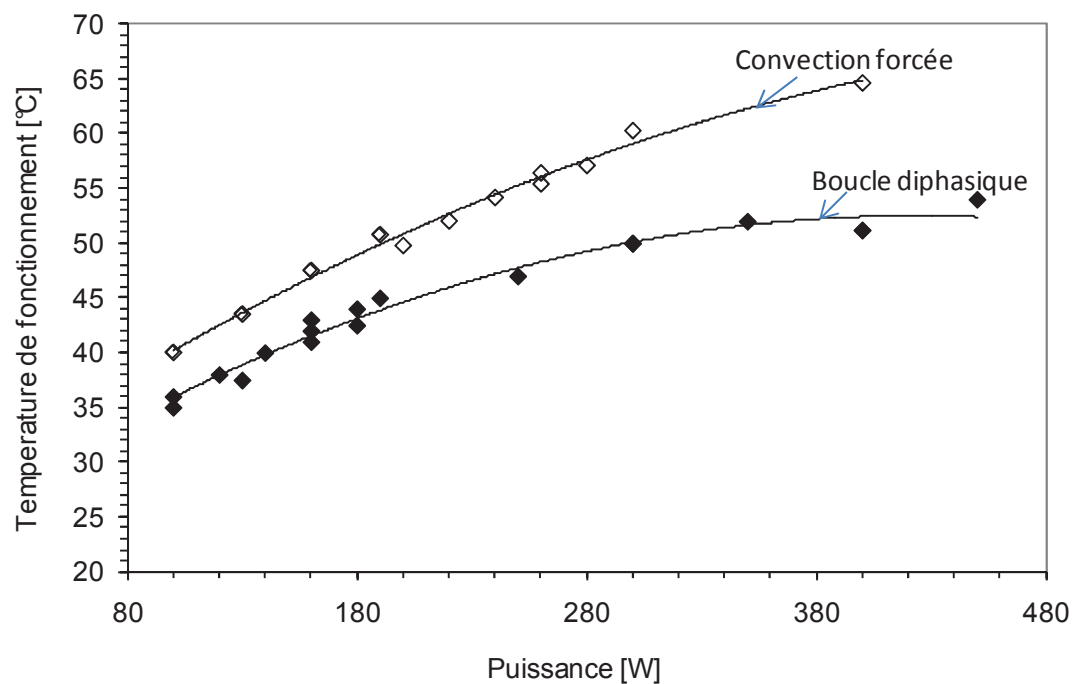


Figure V.28 : Température de fonctionnement de l'armoire de télécommunication.

La figure V.28 présente les températures de fonctionnement mesurées en régime permanent en testant les deux modes de fonctionnement. On remarque que pour le cas du refroidissement par l'air en convection forcée, les températures de fonctionnement sont importantes et atteignent des valeurs dépassant celle imposée par la norme ETSI (55°C) lorsque la puissance dans l'armoire dépasse 220W. La figure V.28 montre qu'avec le refroidissement par boucle diphasique, la température de fonctionnement est réduite et tend à se stabiliser à hautes puissances. Ceci rend ce système de refroidissement très attractif au point de vue pratique. La température de fonctionnement mesurée pour toutes les puissances testées est inférieure à 55°C. La valeur maximale de cette température atteinte aux cours des essais est d'environ 52°C pour une puissance de 450W.

### V.3. CONCLUSIONS

Dans ce chapitre, nous avons présenté les résultats d'études expérimentales sur deux boucles diphasiques destinées au refroidissement des équipements de télécommunication. Les résultats expérimentaux présentés dans ce chapitre montrent les performances obtenues en utilisant un mode de refroidissement en boucle diphasique. Ces performances semblent intéressantes pour un refroidissement passif de matériels déployés dans un réseau de télécommunication. En effet, le fait de pouvoir utiliser un système de conditionnement d'air autonome et ne nécessitant aucune énergie est à promouvoir dans un cadre de réduction de consommation énergétique globale.

## **CONCLUSION GENERALE**

## CONCLUSION GENERALE

France Télécom possède des armoires de télécommunication dont la puissance est limitée à cause de la dissipation thermique des équipements actifs qui entraîne une augmentation de leur température interne. La puissance des équipements limite le nombre de clients qu'il est possible de connecter aux services des réseaux à hauts débits. En plus de cette contrainte, les armoires sont soumises à des effets liés au climat (ensoleillement) qui peuvent être sévères et difficiles à maîtriser. Ceci nécessite l'intégration de systèmes de refroidissement permettant de maintenir la température des composants en dessous de la limite imposée (55°C). C'est dans cet objectif que ce travail de thèse a été mené au sein du laboratoire FEMTO-ST en collaboration avec le service R&D de France Télécom à Lannion.

Le refroidissement par changement de phase est favorisé pour maintenir la température de fonctionnement du système stable et pour être utilisé dans les systèmes à haute densité de puissance. Les boucles diphasiques sont des systèmes de refroidissement pour le contrôle thermique et fonctionnent passivement sans pompage mécanique du fluide caloporteur. Le principe de fonctionnement des boucles diphasiques réside sur le changement de phase liquide-vapeur du fluide caloporteur dans l'évaporateur et le changement de phase inverse (vapeur-liquide) après passage du fluide caloporteur dans le condenseur. L'évaporateur constitue l'élément principal de la boucle qui permet la dissipation des calories contenues dans le système à refroidir. La puissance appliquée au niveau des évaporateurs sert à chauffer le liquide en provenance du condenseur jusqu'à la saturation et à le vaporiser.

Les applications des boucles diphasiques sont destinées principalement pour le refroidissement des satellites et autres systèmes spatiaux. Elles sont aussi utilisées comme remplaçant des microcaloducs pour le refroidissement des composants électroniques. Après une étude bibliographique sur les boucles de refroidissement diphasiques et leurs applications, on a constaté que les boucles thermosiphons sont particulièrement adaptées aux applications où le faible coût, l'efficacité énergétique et la fiabilité d'entretien sont souhaités. Les boucles thermosiphons font partie des moyens de refroidissement dont la conception mécanique n'est pas très complexe. Par conséquent, notre étude a été orientée vers la conception d'une boucle thermosiphon pour assurer le refroidissement d'armoires de télécommunication. Cette étude a été conduite en suivant un cahier des charges proposé par France Télécom. Ce cahier des charges consiste en premier à développer un modèle numérique permettant de modéliser les transferts échangés entre l'armoire de télécommunication et le milieu ambiant. Il consiste en

second lieu de mener une étude expérimentale en vue de concevoir une boucle thermosiphon pour le refroidissement de ces armoires.

Le premier chapitre de ce mémoire concerne l'état de l'art et montre la limitation des systèmes de refroidissement classiques utilisant des écoulements d'air en convection forcée ou autres fluides sans changement de phase. Ce chapitre synthétise différents travaux expérimentaux sur les boucles diphasiques et présente différents systèmes de refroidissement conçus sous forme de boucles diphasiques et leurs applications.

Le premier objectif qu'on m'a confié dans le cadre de cette thèse est de développer un modèle numérique permettant de prédire les températures à l'entrée des boîtiers chauffants pour différentes conditions climatiques. Le choix est porté sur l'utilisation d'une modélisation par réseau nodal. Le modèle développé est basé sur l'équation de l'énergie écrite en tridimensionnel et en régime transitoire. Nous avons utilisé un réseau de résistance thermique suivant les trois directions ( $ox$ ,  $oy$ ,  $oz$ ) avec des sources d'énergie qui simulent la présence des boîtiers chauffants l'armoire. Les conditions aux limites adoptées sont définies au niveau des six surfaces de l'armoire et des boîtiers chauffants. Nous avons également modélisé le rayonnement solaire auquel est soumise l'armoire de télécommunication. Le cycle de la densité de flux solaire peut être calculé en utilisant comme paramètre d'entrée : le jour, l'altitude, la latitude, l'orientation des parois de l'armoire par rapport au nord, etc. Le programme simule le profil de la densité de flux incidente sur chaque paroi de l'armoire. Cette densité est donc prise comme condition aux limites pour estimer les températures des parois et par conséquent celles de l'air dans l'armoire.

Les résultats de la modélisation de l'ensemble armoire et flux solaire sont obtenus avec un temps de calcul rapide (une vingtaine de seconde) et une convergence assurée pour tous les cas étudiés. Le modèle développé a été validé en effectuant une comparaison entre les résultats issus de la modélisation et ceux obtenus à partir des expériences menées au laboratoire et à la plateforme CLIMA à France Télécom. Les expériences sont conduites sur un prototype d'armoire de télécommunication qu'on a instrumenté par des thermocouples afin de mesurer la répartition de la température dans l'armoire et au niveau des parois. Les essais sont effectués en régime transitoire en imposant une puissance électrique au niveau des boîtiers chauffants. D'autres essais sont menés chez France Télécom en faisant varier la température ambiante ou la densité de flux thermique solaire. L'ensemble des résultats obtenus ont permis de constituer une base de données pour la suite de l'étude.

Le deuxième objectif fixé dans le cadre de ce travail de thèse est la conception d'un système de refroidissement sous forme d'une boucle thermosiphon. La contrainte principale

qui a guidé cette conception était le fait que la boucle doit refroidir l'armoire et assurer une température d'air à l'entrée des équipements inférieure à la limite imposée par la norme ETSI. Ceci nous a mené à concevoir un prototype de boucle thermosiphon dont la puissance thermique qu'elle doit dissiper est imposée. Nous avons contrôlé les valeurs de ces puissances thermiques imposées et utilisé une instrumentation dans le bloc chauffant afin de mesurer la puissance réellement dissipée par la boucle et d'en déduire les pertes thermiques. Dans ce prototype, nous avons également mesuré les pressions du fluide caloporteur dans le condenseur et l'évaporateur. On a montré que la boucle thermosiphon permet de dissiper des puissances thermiques allant jusqu'à 470 W en utilisant une petite charge de n-pentane. Nous avons également constaté que la puissance dissipée par le condenseur modifie les performances thermiques de la boucle thermosiphon.

Nous avons effectué des essais sur le refroidissement du prototype d'armoire de télécommunication en utilisant la boucle thermosiphon légèrement modifiée. L'évaporateur a été muni d'ailettes fines d'épaisseur 300  $\mu\text{m}$  et le condenseur est remplacé par un échangeur à ailettes refroidi par l'air ambiant. On a effectué des séries d'essais en faisant varier les puissances des boîtiers chauffants. Les résultats de ces essais ont été comparés à ceux obtenus sans la boucle diphasique dans l'armoire. On montre que les performances thermiques obtenues en utilisant un mode de refroidissement en boucle thermosiphon sont bien meilleures. Les boucles thermosiphons semblent intéressantes pour un refroidissement passif de matériels déployés dans un réseau de télécommunication. En effet, le fait de pouvoir utiliser un système de conditionnement d'air autonome et ne nécessitant aucune énergie est à promouvoir dans un cadre de réduction de consommation énergétique global.

Cette étude sera poursuivie afin d'améliorer les performances énergétiques de la boucle thermosiphon. Différentes voies de recherche sont envisagées : (i) une étude en vue d'améliorer les performances thermiques du condenseur, (ii) une étude en vue de développer un modèle numérique permettant de dimensionner l'évaporateur et le condenseur à utiliser pour assurer le refroidissement d'autres armoires de télécommunication, (iii) une étude sur la quantité optimale et la nature du fluide caloporteur à utiliser pour améliorer les performances thermiques de la boucle.

Actuellement, on a équipé une armoire de télécommunication réelle par des refroidisseurs sous forme de boucle diphasique. D'autres essais sont envisagés sur cette armoire afin de définir la limite de puissance ou d'équipements à y installer.

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

Andvig, T. A. Rotating Rig Experiments on the Effectiveness of the Closed Thermosyphon System for the Cooling of Turbine Rotor-Blades. Pametrada Contract Rep. No. C108 (1956)

Armastrong, R.J. Cooling component with boiling halocarbons. IEE Transactions on Parts, Materials and Packaging, 1967, Vol. PMP-3, N° 4, December, p. 135-141

ASCH, V. Surface design factors in the evaporative cooling of electronic components. IEEE Transactions on Component Parts, 1965, March, pp. 29-33

Bauer, C. A., Wirtz, R. A., Thermal Characteristics of a Compact, Passive Thermal Energy Storage Device, , ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Orlando, Fla., USA, 2000, Paper 2-3-2-1

Bar-Cohen, A. Thermal design of immersion cooling modules for electronics components. Heat Transfer Engineering, 1983, Vol. N°3/4, p. 35-50

Bayley F. J. Martin B. W., Proc. Inst. Mech. Eng. 185(18), 219-227 (1971).

Bejan, A: convection Heat Transfer, John Wiley & Sons, Inc. 2003

Bazzo, E. and Riehl, R.R. Operation characteristics of a small-scale capillary pumped loop, Appl. Therm. Eng., Vol. 23, pp 687–705, 2003.

Chang, M. J.; Chow, L. C.; Chang, W. S., "Improved alternating-direction implicit method for solving transient three-dimensional heat diffusion problems", *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals* 19 (1): 69–84, (1991).

Cochran, D.L. boiling heat transfer in electronics. National electronics packaging and production conference, Nepean'68 East, New-York, USA, 1968, June, 41p.

Cengel, Yunus A. Heat Transfer: A Practical Approach. 1st edition. New York, NY: McGraw Hill. 1998

Chu, R. C. Simon, R.E Chrysler, G.M. Experimental investigation of an enhanced thermosyphon heat loop for cooling of high performance electronics module. Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium. 1999. Fifteenth Annual IEEE, San Diego, CA

Davies T. H. and W. D. Morris, Ind. Eng. Dig. 26(11/12), 87-91 (1965).

Delil, A.A.M. Yu. F. Maydanik and C. Gerhart., “ Development of Different Novel Loop Heat Pipe” , National Aerospace Laboratory NLR, TP-2003-231

Douglas, Jr., J, "On the numerical integration of  $u_{xx} + u_{yy} = u_{tt}$  by implicit methods", *Journal of the Society of Industrial and Applied Mathematics* 3: 42–65, (1955).



Douglas Jr., Jim "Alternating direction methods for three space variables", *Numerische Mathematik* 4 (1): 41–63, (1962).

ETSI EN 300 019-1-3, Environmental conditions and environmental tests for telecommunications equipment; Part 1-3: European Telecommunication Standard Institute.

Ernest, D. M., "Heat pipe heat rejection system and demonstration model for the nuclear electric propulsion (NEP) spacecraft [Final Report]", NASA Report, 1981.

Edelstein F., "Deployable heat pipe radiator [Final Report]", NASA Report, 1975

Fosset, A. J., et.al., Avionics Passive Cooling with Microencapsulated Phase Change Materials, *Journal of Electronic Packaging*, 120 (1998), 3, pp. 238-242

Fosset, A. J., et.al., Avionics Passive Cooling with Microencapsulated Phase Change Materials, *Journal of Electronic Packaging*, 120 (1998), 3, pp. 238-242

Gene H. Golub, Dianne P. O'Leary: Some History of the Conjugate Gradient and Lanczos Algorithms: 1948-1976 *SIAM Review*, Vol. 31, No. 1 (Mar., 1989), pp. 50-102.

Gernert N. J., et Brown, J. "Development of a flexible loop heat pipe cold plate", SAE Aerospace Atlantic Conference, Dayton, 1995.

Gerasimov, Y.F., Maydanik, Y.F., Shchogolev, G.T. et al. Low-temperature heat pipes with separate channels for vapour and liquid, *Eng.-Phys. J.*, Vol. 28, No. 6, pp 957–960 (in Russian) 1975.

Khodabandeh R. Pressure drop in riser and evaporator in an advanced two-phase thermosyphon loop, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 28, No. 5, p 725–734, 2005.

Khodabandeh, R. Heat transfer and pressure drop in a thermosyphon loop for cooling of electronic components Doctoral Thesis, KTH, Royal Institute of Technology, Stockholm, 2004.

Khandekar, S., "Thermo-hydrodynamics of closed loop pulsating heat pipes", Thèse de Doctorat, Université de Stuttgart 2004

Launay S, Performances thermique de microcaloducs usinés dans du silicium – Modélisation et étude expérimentale. Thèse de Doctorat, INSA Lyon, 2002, 187p.

Lee Y. and U. Mital, *Proc. Znt. Symp. Two-Phase Syst.*, Technion City, Haifa (1971).

Larkin B. S., 84th Ann. Mtg. Eng. Inst. Canada, Ottawa, Paper No. 70-CSME-6, EIC-70-1046, Sept., 1970. Also, to be published in *Trans. CSME*.

Lagonotte, P., Broussely, M., Bertin, Y., Saulnier, J.B., Petteau, S., La théorie des réseaux appliquée à la réduction de modèle thermique des machines thermiques. EF'99, Lille (1999).

Mc Adams, W. H. *Heat Transmission*, 3rd ed., McGraw-Hill, New York 1954

Mathieu, J. P., Moschetti B, et Savage, C. J., "Development of a high performance variable conductance heat pipe", AIAA 15th Thermophysics Conference, Snowmass, 1980.

Maydanik Yu, F. Yu, F. Gerasimov Y, F. Shchogolev G, T, et al. Low-temperature heat pipes with separate channels for vapor and liquid, Eng-Phys. J. 28(6) (1975)957-960.

Maydanik, Y.F. & Fershtater, Y.G. & Goncharov, K.A., Capillary Pump Loop for Systems of Thermal Regulation of Spacecraft, ESA SP 324, 4th European Symp. on Space Environmental Control Systems, Florence, Italy, 1991.

Maydanik, Y.F. Loop heat pipes. Appl. Therm. Eng., Vol. 25, p 635–657, 2005.

Meier, K. L. Martinez H. E., et Runyan, J. E., "Development of space reactor core heat pipes", Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Atlanta, 1981.

Merrigan, M. A. Keddy, E. S., Sena J. T., et Elder, M. G., "Heat pipe technology development for high temperature space radiator application", Proceeding of the 19th Intersociety Energy Conversion Conference, LaGrange Park, 1984.

Mondieig D., & Al. Molecular alloys as phase change materials (MCPAM) for the storage of thermal energy, Mat. Res. Bul. 1994, vol 26 pages 1091-1099

Muenzel, W. D., Savage C. J., Accensi A. et Aalders, B. G. M., "Performance evaluation of the ESRO heat pipes included in the International Heat Pipe Experiment (IHPE)(using ammonia and acetone as working fluids)", European Space Agency Report, 1976.

Mulligan, J. C., Colvin, D. P., Bryant, Y. G., Use of Two-Component Fluids of Microencapsulated Phase-Change Materials for Heat Transfer in Spacecraft Thermal Systems, Proceedings, 6<sup>th</sup> AIAA/ASME Joint Thermo Physics and Heat Transfer Conference, Colorado Springs, Col., USA, 1994

Murakoa, I., Ramos, F.M. and Vlassov, V.V. Analysis of the operational characteristics and limits of a loop heat pipe with porous element in the condenser. Int. J. Heat Mass Transf., Vol. 44, pp 2287–2297, 2001.

Nakayama, W., Daikoku, T., and Nakajima, T., "Effects of Pore Diameters and System Pressure on Saturated Pool Nucleate Boiling Heat Transfer from Porous Surfaces," Journal of Heat Transfer, vol.104, pp. 286-291, 1982.

Nakayama, W., Nakajima, T. and Hirasawa, S., "Heat sink studs having enhanced boiling surfaces for cooling of microelectronic components", ASME Paper No. 84-WA/HT-89, 1984.

Nakayama, W., OKADA, S., Kuwahara, H. Experience in cooling power electronic devices by phase-changing refrigerants and the prospect of its application to cooling microelectronics devices. Proceedings of the International Society for Hybrid Microelectronics (ISHM'87), 1987, p. 165-174

Hwangbo H. A. N., et Joost, T. E., "A flexible variable conductance heat pipe design for temperature control of spacecraft equipment", AIAA Thermophysics, Plasmadynamics and Lasers Conference, San Antonio, 1988

Hamdan, M. et al. Loop heat pipe (LHP) development by utilizing coherent porous silicon (CPS) wicks. Inter Society Conference on Thermal Phenomena, IEEE, 2002.

Hwangbo H. A. N., et Joost, T. E., "A flexible variable conductance heat pipe design for temperature control of spacecraft equipment", AIAA Thermophysics, Plasmadynamics and Lasers Conference, San Antonio, 1988.

O'Connor, J. P., Weber, R. A. M., Thermal Management of Electronic Packages Using Solid-to-Liquid Phase Change Techniques, Int. J. of Microcircuits and Electronic Packaging, 20 (1997), pp. 593-601.

Palm, B. and Tengblad, N., Cooling of electronics by heat pipes and thermosyphons - A review of methods and possibilities", National Heat Transfer Conference, HTD-Vol 329, Volume 7, pp. 97-108, 1996.

Pal, D., Joshi, Y. K., Transient Thermal management of an Avionics Module Using Solid-Liquid Phase Change Materials (PCMs), Proceedings, 31<sup>st</sup> National Heat Transfer Conference, Houston, Tex., USA, ASME HTD-Vol. 329, Vol. 7, 1996, pp. 145-155.

Petit, J.P., Transfert de chaleur et de masse, Cours de l'école Centrale de Paris

Palm et Khodabandeh. Choosing working fluid for two-phase thermosyphon systems for cooling of electronics, in: Proc. Interpack'99, Maui, Hawaii, June 1999

Peaceman, D. W.; Rachford Jr., H. H. "The numerical solution of parabolic and elliptic differential equations", *Journal of the Society for Industrial and Applied Mathematics* 3 (1): 28-41. (1955).

Peeples, M. E., Calhoun, L. D., "Fabrication and comparative performance of three variable conductance heat pipe concepts", ASME, SAE, AIAA, ASMA and AIChE, Intersociety Conference on Environmental Systems", San Francisco, Calif. 11-14 July 1977, ASME Paper No. 77-ENAS-42, 8 p

Pouzet, E. et al, Dynamic response of a capillary pumped loop subjected to various heat load transients. Int. J. Heat Mass Transf., Vol. 47, pp 2293-2316, 2004.

Ramaswamy, C., Joshi, Y., Nakayama, W., and Johnson, W. B., "Effects of Varying Geometrical Parameters on Boiling From Microfabricated Enhanced Structures," *Journal of Heat Transfer*, vol. 125, pp. 103-109, 2003a.

Ramaswamy, C., Joshi, Y., Nakayama, W. and Johnson, W. B., Thermal Performance of a Compact Two-Phase Thermosyphon: Response to Evaporator Confinement and Transient Loads", *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 6, pp. 279-288, 1999.

R. Khodabandeh, (2005) Heat transfer in the evaporator of an advanced two-phase thermosyphon loop, *Int. J.Refrigeration*, 28 pp. 190-202.

Rahmatollah Khodabandeh, (2005). Pressure drop in riser and evaporator in an advanced two-phase thermosyphon loop, *International Journal of Refrigeration* 28 pp. 725-734.

R. Khodabandeh, (2004) Thermal performance of a closed advanced two-phase thermosyphon loop for cooling of radio base stations at different operating conditions, *Applied Thermal Engineering* 24 pp. 2643-2655.

Roger R. Riehl., Extensive Development of the Loop Heat Pipe Technology, SAE Technical Paper2006-01-2169, 2006, doi:10.4271/2006-01-2169.

Robertson, G.F. Advanced electronics cooling. XVII Cong. Int. Froid, Montréal, Québec, Canada, 1991, 10-17 Août, p. 207-211

Rollet, H. Two phase Freon cooling for electronic power equipment. Int. Conference on Advanced Propulsion Systems for Urban Rail Vehicles, Washington, USA, 1980 P. 142-160

Saaski E. W. Wright, J. P., "A flexible cryogenic heat pipe", AIAA 10th Thermophysics Conference, Denver, 1975.

Saulnier, J.B. La méthode nodale : ses progrès et ses limites. Journées d'études GUT-SFT (1989).

Saulnier, J.B. Alexandre, A. La modélisation thermique par la méthode d'analyse nodale. *Revue générale de thermique*, n° 280, p. 363-371, 1985.

Saulnier, J.B. Alexandre, A., Martinet, J. L'utilisation des logiciels en modélisation thermique : deux exemples d'application. *Revue générale de thermique*, n° 230, p. 97-109, 1981.

Stenger, F.J. Experimental feasibility of water-filled capillary-pumped heat-transfer loops, NASA TM X-1310, NASA, Washington DC 1966.

Shaubach, R. M., et Germert, N. J., "High performance flexible heat pipes", AIAA 20th Thermophysics Conference, Williamsburg, 1985.

Schweickart R. B., et Buchko, M. M. "Flexible heat pipe foe CCD cooling on the advanced Camera for surveys", *Proceeding of the 5th Space Telescopes and Instrument*, pp. 292-300, Kona, 1998.

Shaoning Lu et His-Shang Li, "Oscillatory mode with extremely high heat transfer rate in a flexible heat pipe", InterPACK'99: Pacific RIM/ASME International Intersociety Electronic Packaging 1999', Maui, 1999.

Yamada, Y., Itahana, H., Okada, S. Evaporation cooling system for chopper controller. Hitachi Review, 1980, Vol. 29, N°1, 6p.

Yuan, L., Joshi, Y. K. and Nakayama, W., 2000, Effect of condenser location and imposed circulation on the performance of a compact two-phase thermosyphon", Proceedings of the International Conference on Heat Transfer and Transport Phenomena in Microscale, Banff, Canada, 2000, pp. 304-311.

Yuan, L., Joshi, Y. and Nakayama, W., Effect of condenser location and tubing length on the performance of a compact two-phase thermosyphon", Proceedings of 2001 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, ASME, November 11-16, New York, NY, 2001.

Warner, C. Y., and Arpaci, V. S. An Experimental Investigation of Turbulent Natural Convection in Air at Low Pressure along a Vertical Heated Flat Plate, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 11, 397–406. 1968.

Wright J. P., Breman P. J., et McCreight, C. R., "Development and test of two flexible cryogenic heat pipes (for spacecraft instrument cooling)", AIAA 11th Thermophysics Conference, San Diego, 1976

Wirtz, R. A., Zheng, N., Chandra, D., Thermal Management Using Dry Phase Change Materials, Proceedings, Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium (SEMI-THERM), San Diego, Cal., USA, 1999, pp. 74-82

Wu D, Peterson GP, Chang WS, Transient experimental investigation of micro heat pipes. J Thermophysics, 1991, vol. 5, pp. 539-544.

Zheng, N., Wirtz, R. A., Methodology for Design a hybrid Thermal Energy Storage Heat Sinks, Proceedings, ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Orlando, Fla, USA, 2001, Paper 2-16-2-10

Zheng, N., Wirtz, R. A., Figures of Merit for Hybrid Thermal Energy Storage Units, Proceedings, 2001 ASME National Heat Transfer Conference, Anaheim, Cal., USA, 2001, Paper No. T3-20027

# ANNEXES

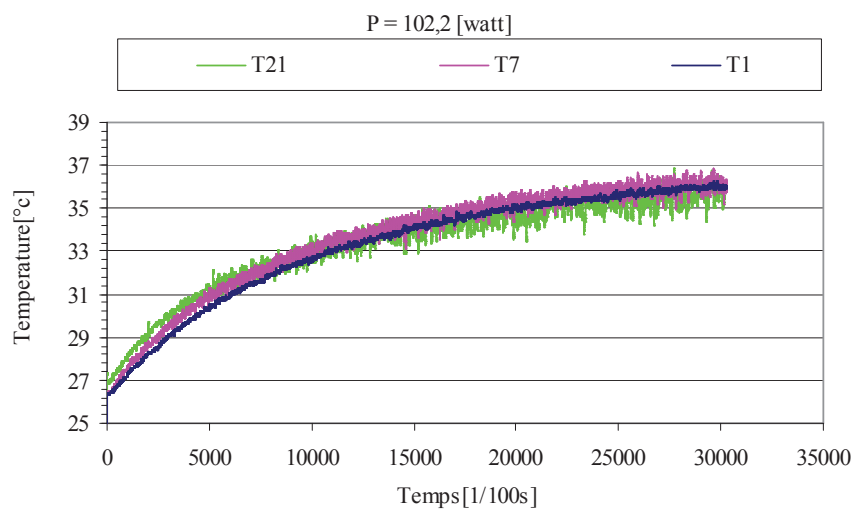
Boitier gauche

Fig. 25. Températures à l'entrée de l'élément chauffant pour 102W

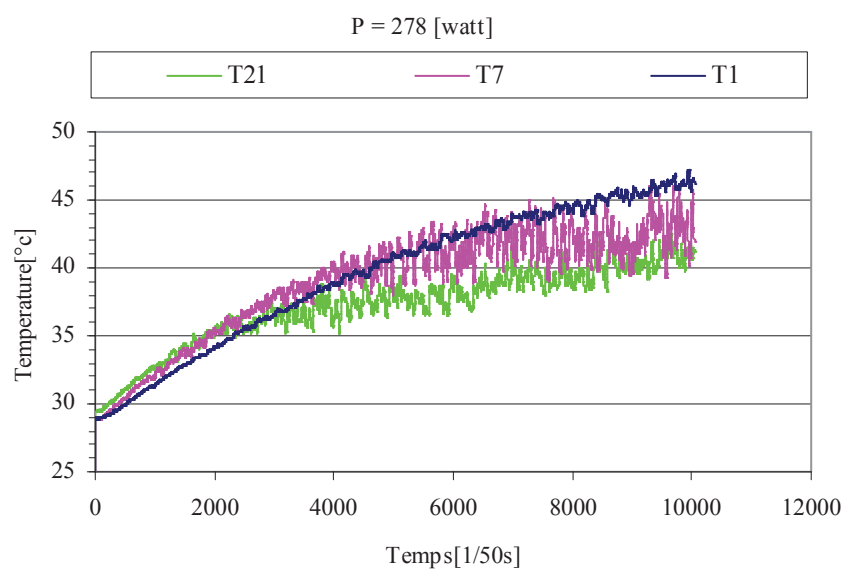


Fig. 26. Températures à l'entrée de l'élément chauffant pour 278W

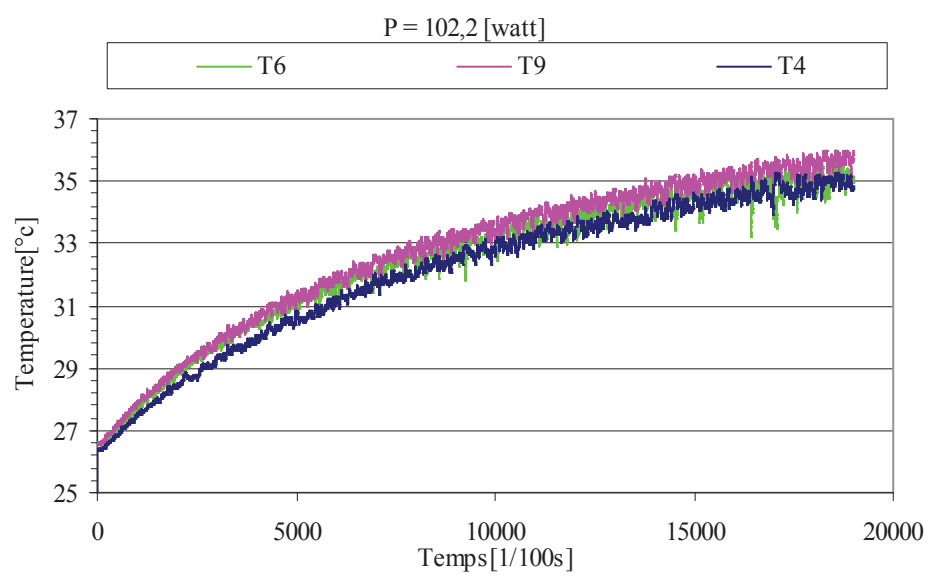
Boitier droite

Fig. 27. Températures à l'entrée de l'élément chauffant pour 278W.



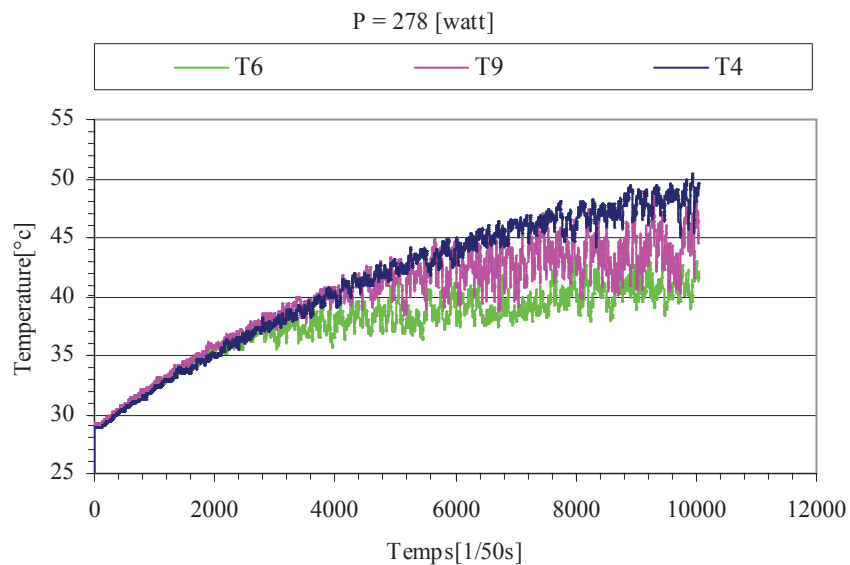


Fig. 28. Températures à l'entrée de l'élément chauffant pour 278W

Remarque : Une symétrie de températures entre les deux boîtiers à l'entrée de l'air de refroidissement, thermocouples N° 7 et N° 9 (figure 30), thermocouples N° 21 et N° 6 (figure 29). Par contre entre les thermocouples N° 1 et N° 4 l'écart de température entre les deux thermocouples atteint jusqu'à  $4^{\circ}\text{C}$  (figure 31).

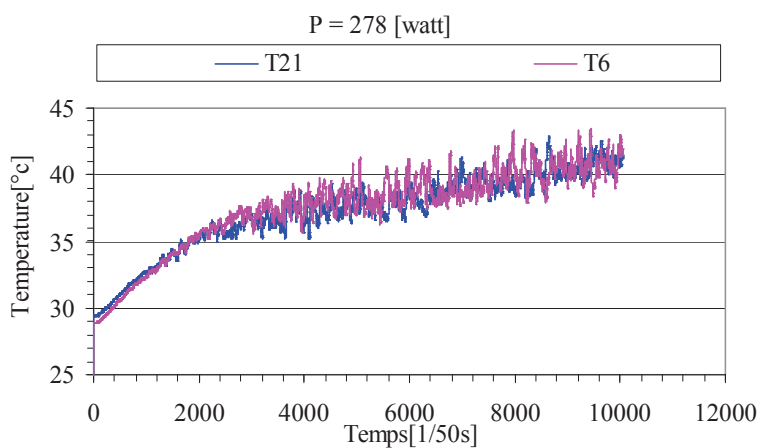


Fig. 29. Symétrie de températures entre les deux boîtiers

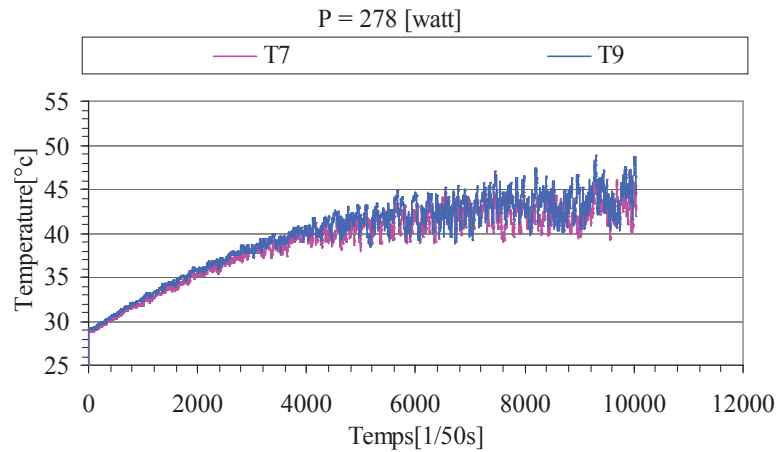


Fig. 30. Symétrie de températures entre les deux boîtiers

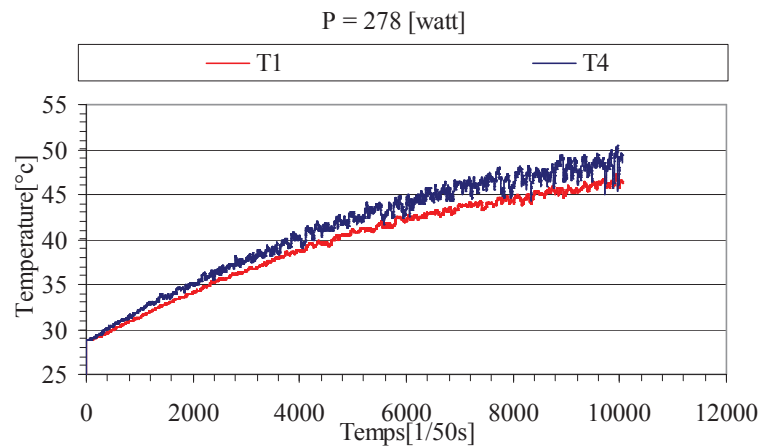


Fig. 31. Symétrie de températures entre les deux boîtiers

- La température de l'air entre les boîtiers et les parois de l'armoire, thermocouples N° 31 et N°22 présente un écart de 2°C par rapport à celles des parois de l'armoire.

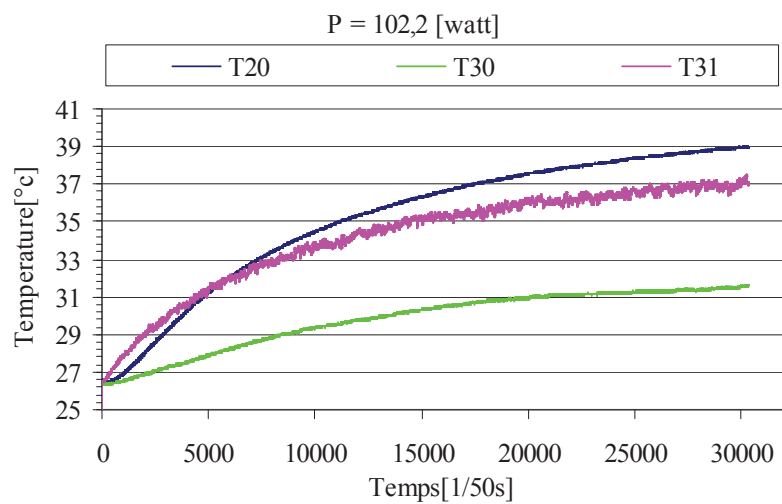


Fig.32. Répartition de la température entre boîtier gauche et parois de l'armoire

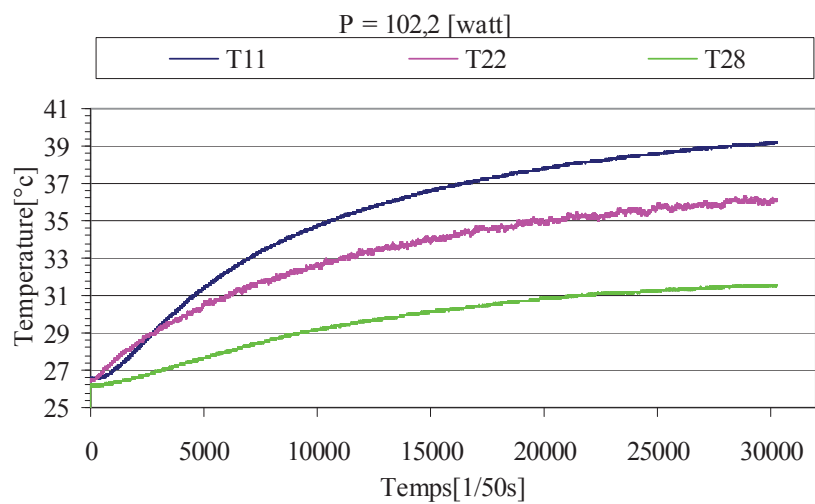


Fig.33. Répartition de la température entre boîtier droite et parois de l'armoire

- Une comparaison entre les températures mesurées de part et d'autre des boîtiers, montre qu'il y a une symétrie (thermocouples N°31 et N°22, N°11 et N°20, N°30 et N°28) voir figure34.

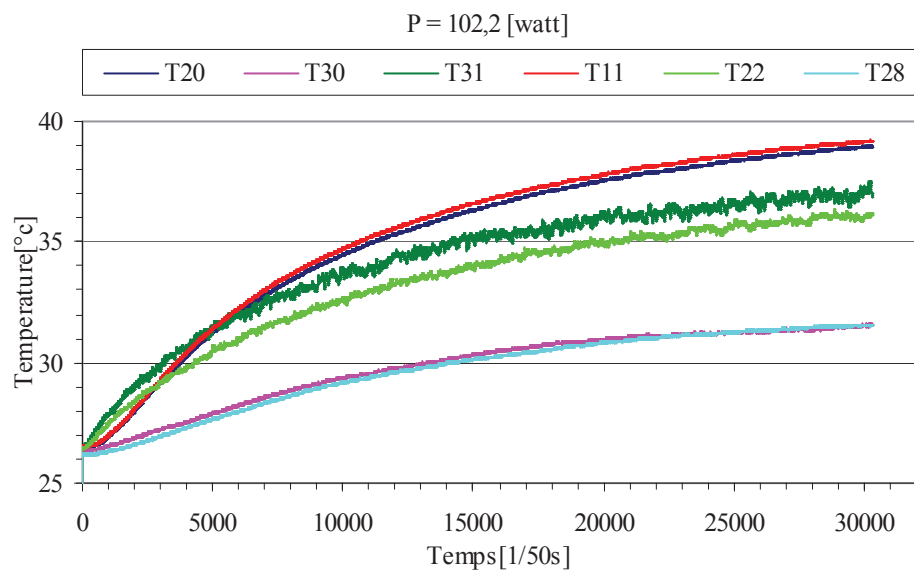


Fig.34. comparaison entre les températures mesurées

- La figure 35. montre les allures des températures de l'air mesurées en haut des boîtiers. La température de l'air mesurée en amont des ventilateurs (thermocouple N°14) est plus importante que celle mesurée au fond des boîtiers, thermocouple N°27.

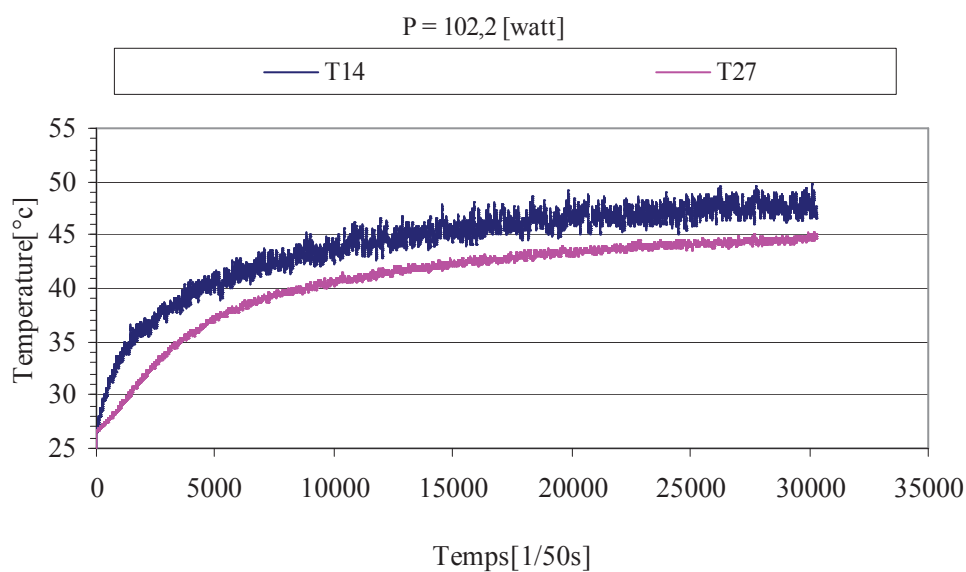


Fig. 35. La température de l'air mesurée en amont des ventilateurs

Remarque : Une différence de température de 10°C est constatée entre les thermocouples N°13 et N°12 !

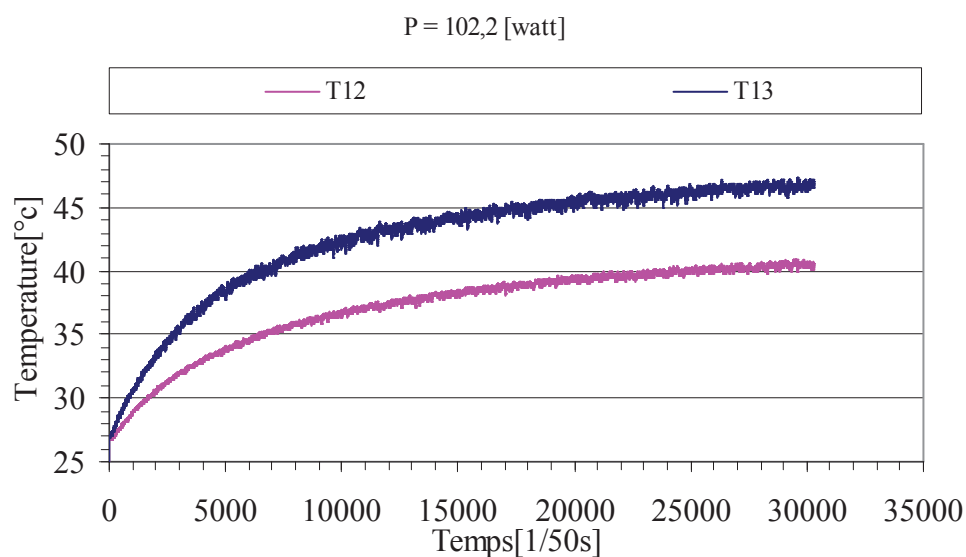


Fig. 36 La température de l'air mesurée en aval des ventilateurs

- La figure 37 compare les températures de l'air entre les ventilateurs et au dessus des ventilateurs.

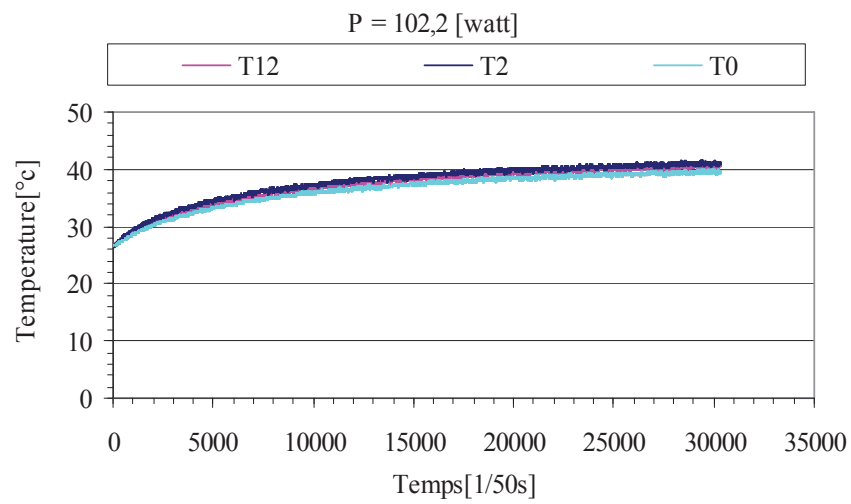


Fig. 37. Températures de l'air entre les ventilateurs et au dessus des ventilateurs.

Essais N°1	Essais N°2
V = 36.4 V	V = 36.9 V
I = 2.87 A	I = 2.91 A
P = 103.6 W	P = 107.2 W
V = 44.9 V	V = 45.7 V
I = 3.54 A	I = 3.61 A
P = 161 W	P = 164 W
V = 54.2 V	V = 54.3 V
I = 4.29 A	I = 4.28 A
P = 232 W	P = 231 W
V = 58.7 V	V = 59.4 V
I = 4.62 A	I = 4.68 A
P = 272 W	P = 277 W

Tableau 3 : conditions utilisées pour la disposition N°3.

**Répartition de la température des faces avant des deux boîtiers:**

- la superposition des variations de température entre les deux boîtiers, montre que les deux faces ont les mêmes variations de température avec une répartition homogène, qui nous permet de dire qu'il y a une symétrie entre les deux avec des isothermes horizontaux.

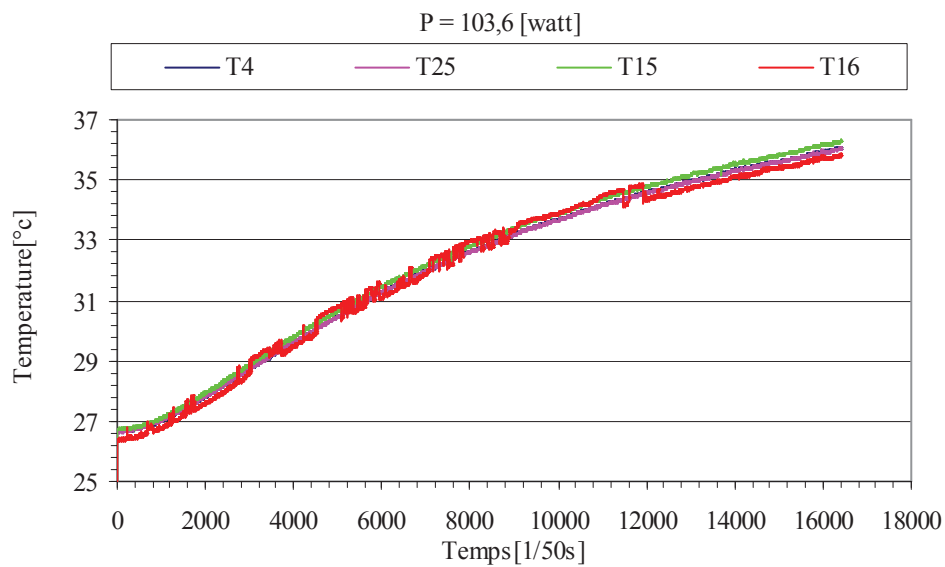


fig. 39. Variation de la température les faces avant des deux boîtiers pour 103.6W

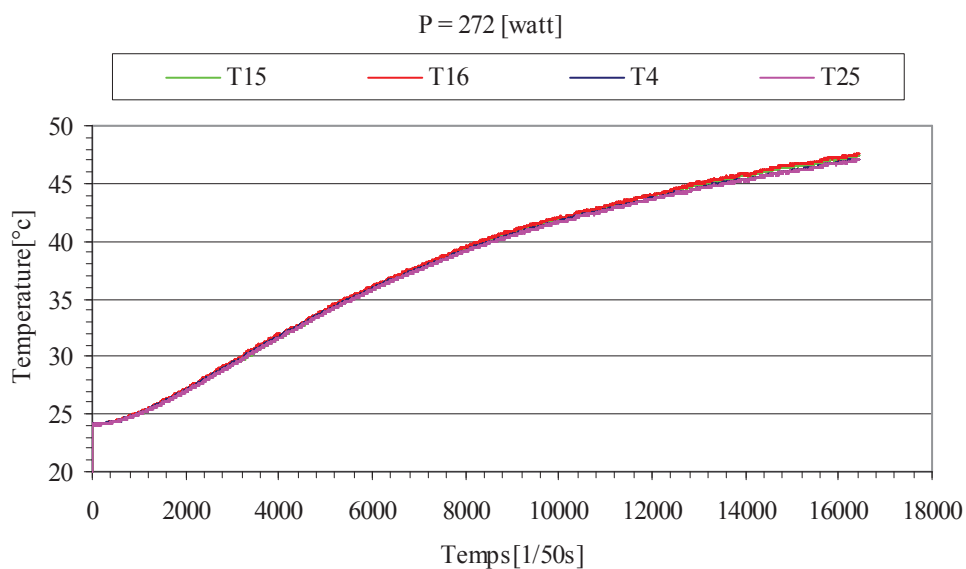


fig. 40. Variation de la température les faces avant des deux boîtiers pour 272W



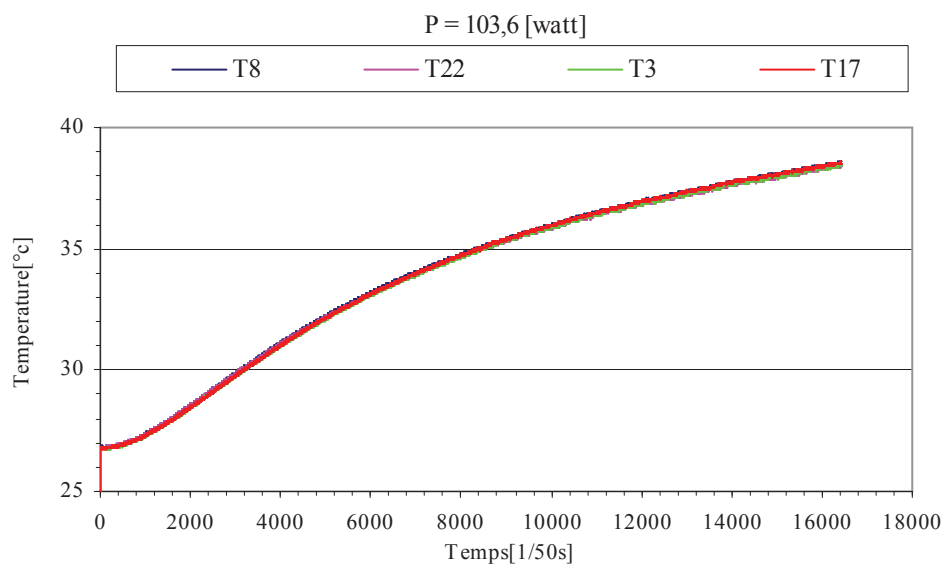


fig. 41. Variation de la température les faces avant des deux boîtiers pour 103.6W

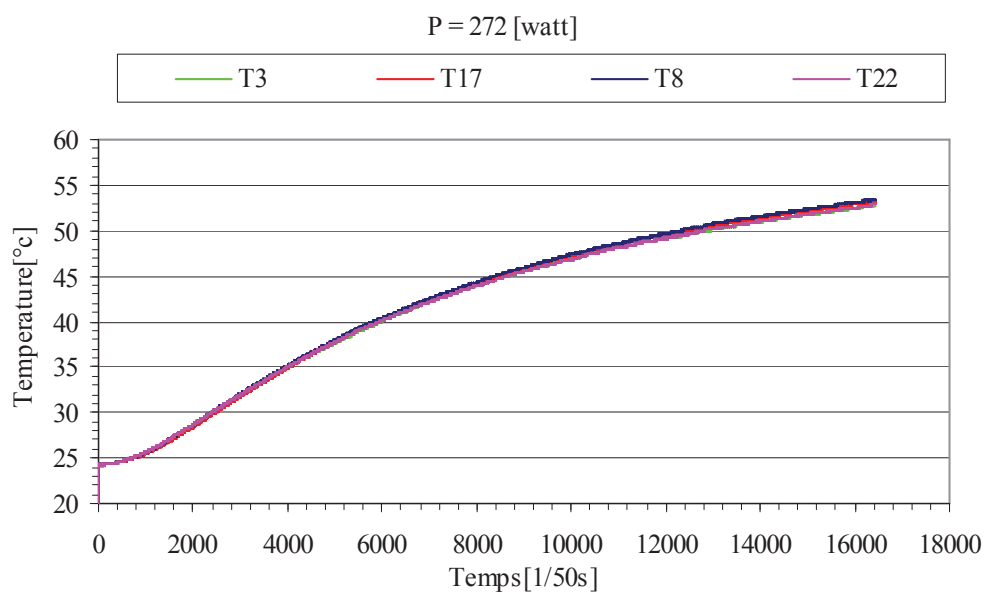


fig. 42. Variation de la température les faces avant des deux boîtiers pour 272W

**Répartition de la température à l'entrée de l'élément chauffant:**

- A l'entrée des boîtiers, on remarque une symétrie des températures des deux boîtiers et des fluctuations de températures mesurées qui deviennent conséquentes à haute puissance (figures 43 et 44).
- Les figures 45 et 46 montrent les températures mesurées au point de contact avec la face arrière de l'armoire et sur la face avant des boîtiers.

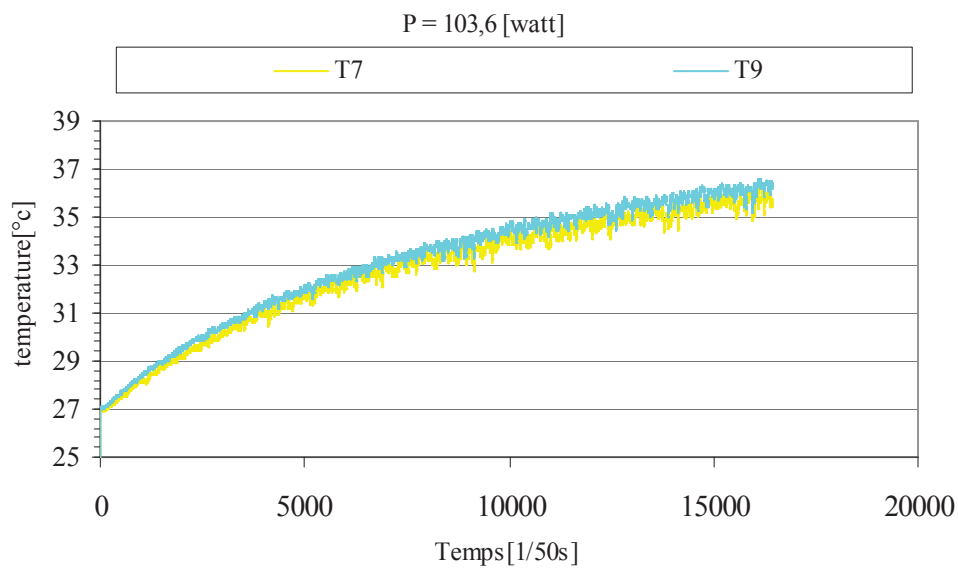


fig. 43. Variation de la température à l'entrée de l'élément chauffant pour 103.6W

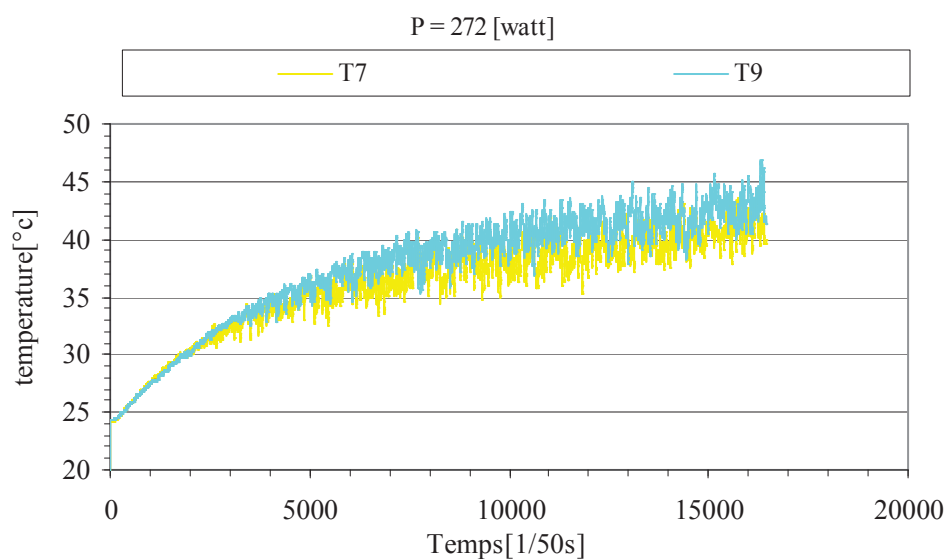


fig. 44. Variation de la température à l'entrée de l'élément chauffant pour 272W

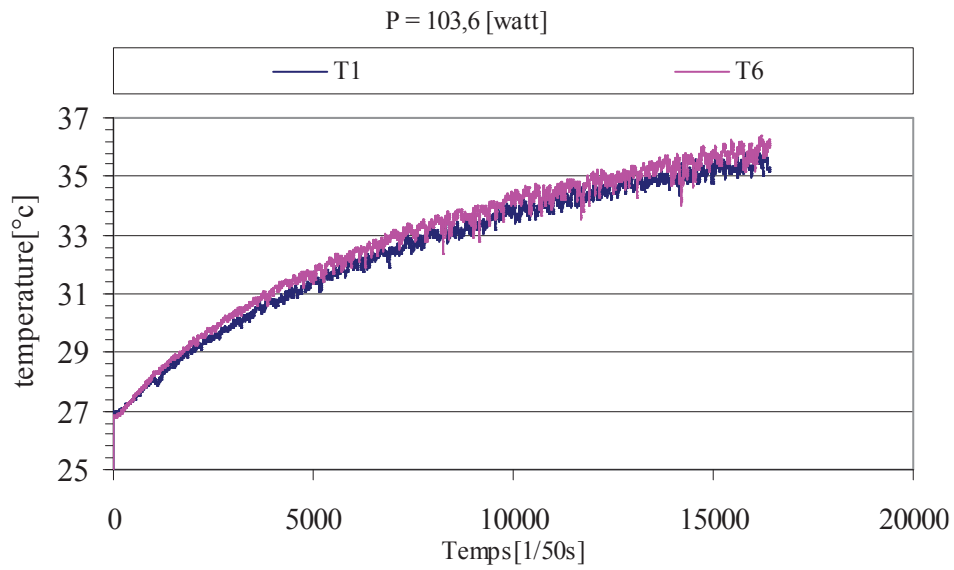


Fig. 45. Variation de la température à l'entrée de l'élément chauffant pour 103.6W

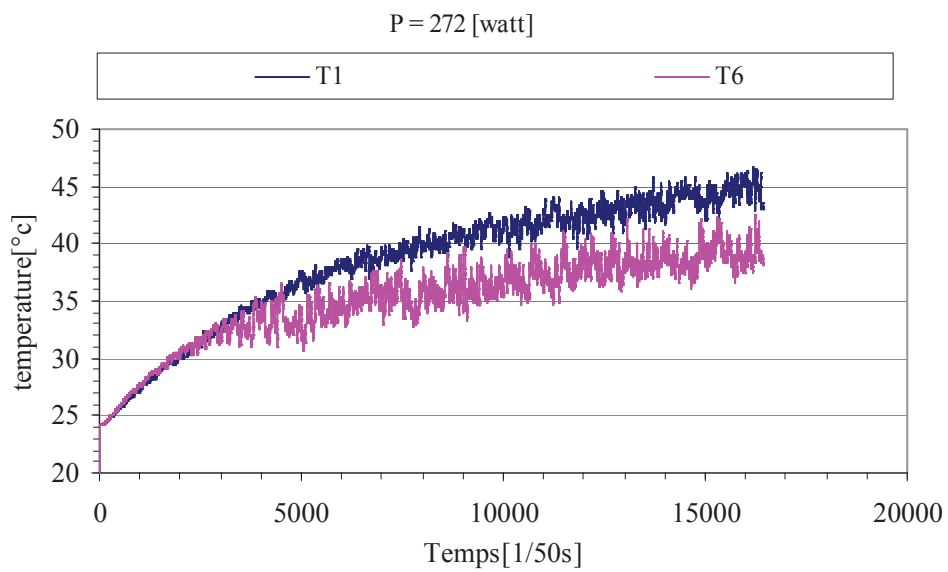


Fig. 46. Variation de la température à l'entrée de l'élément chauffant pour 272W

**Répartition de la température à la sortie de l'élément chauffant:**

- Dans cette disposition, on confirme que la température de l'air à la sortie du ventilateur central est maximale.

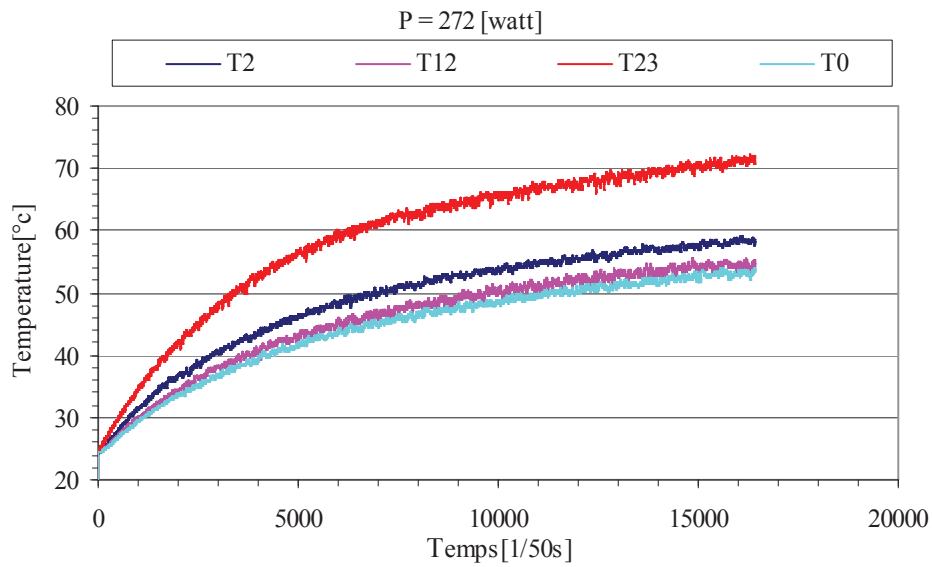


Fig. 47. Variation de la température à la sortie des ventilateurs pour 272W

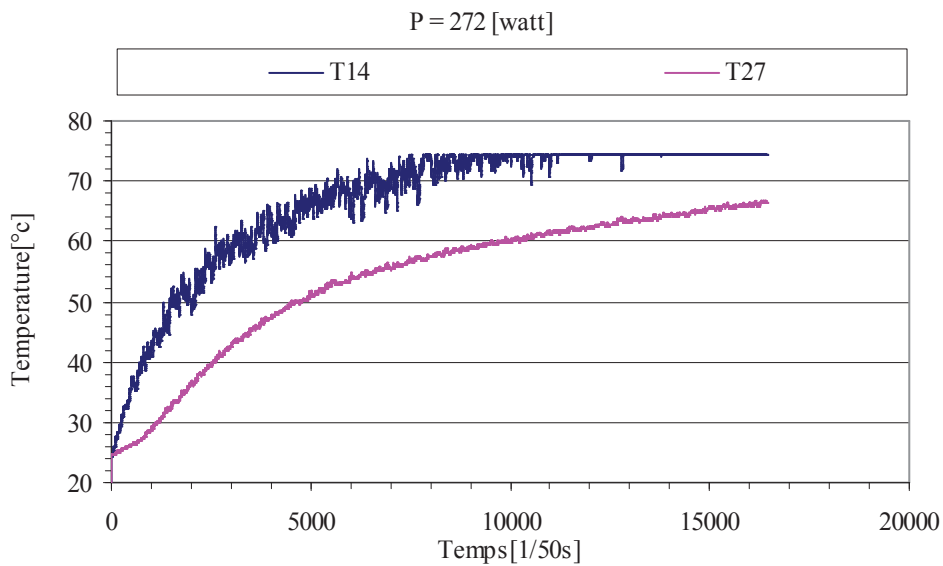


Fig. 48. Variation de la température en amont des ventilateurs pour 272W

**Répartition de la température entre les faces latérales des boîtiers :**

Suivant le même plan horizontal, les températures des faces latérales est sensiblement la même.

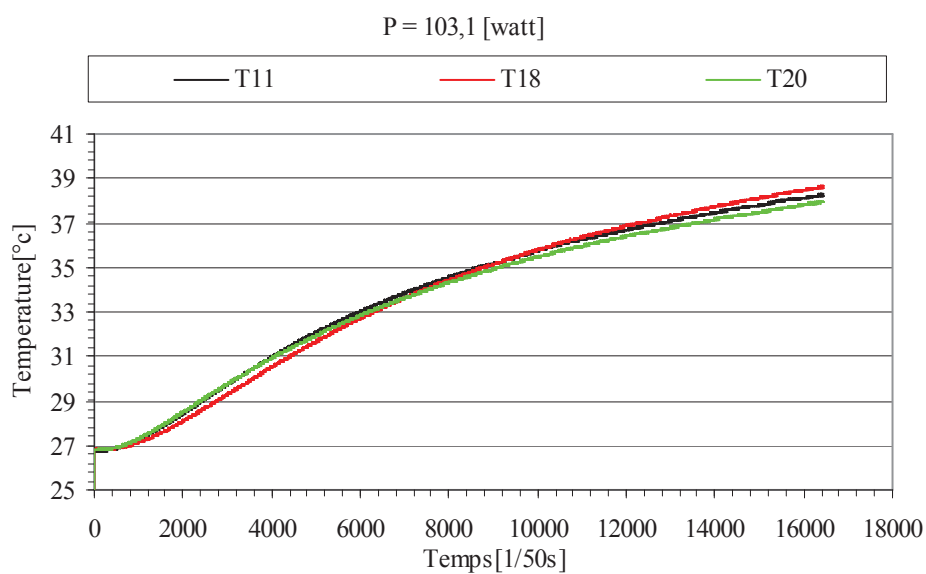


Fig. 49. Variation de la température faces latérales pour 103.1W

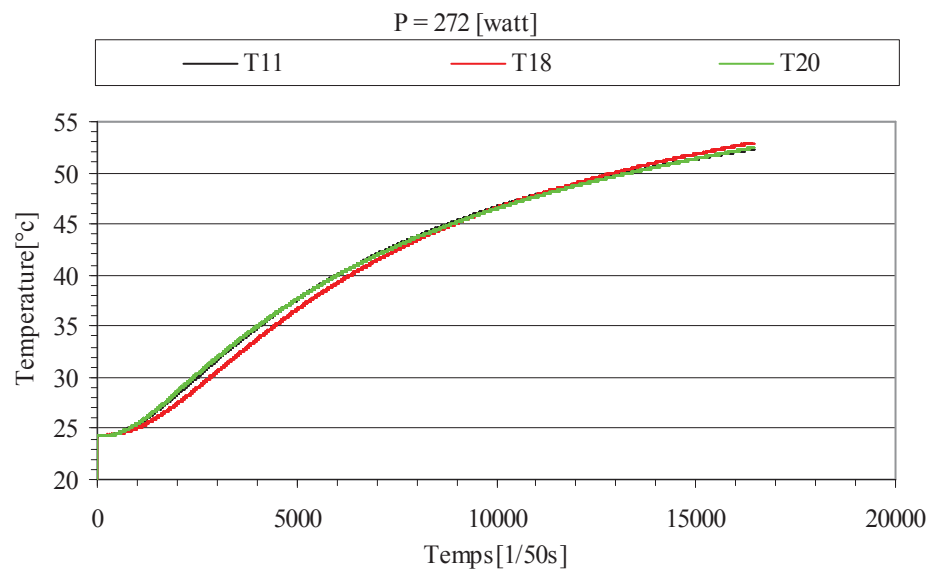
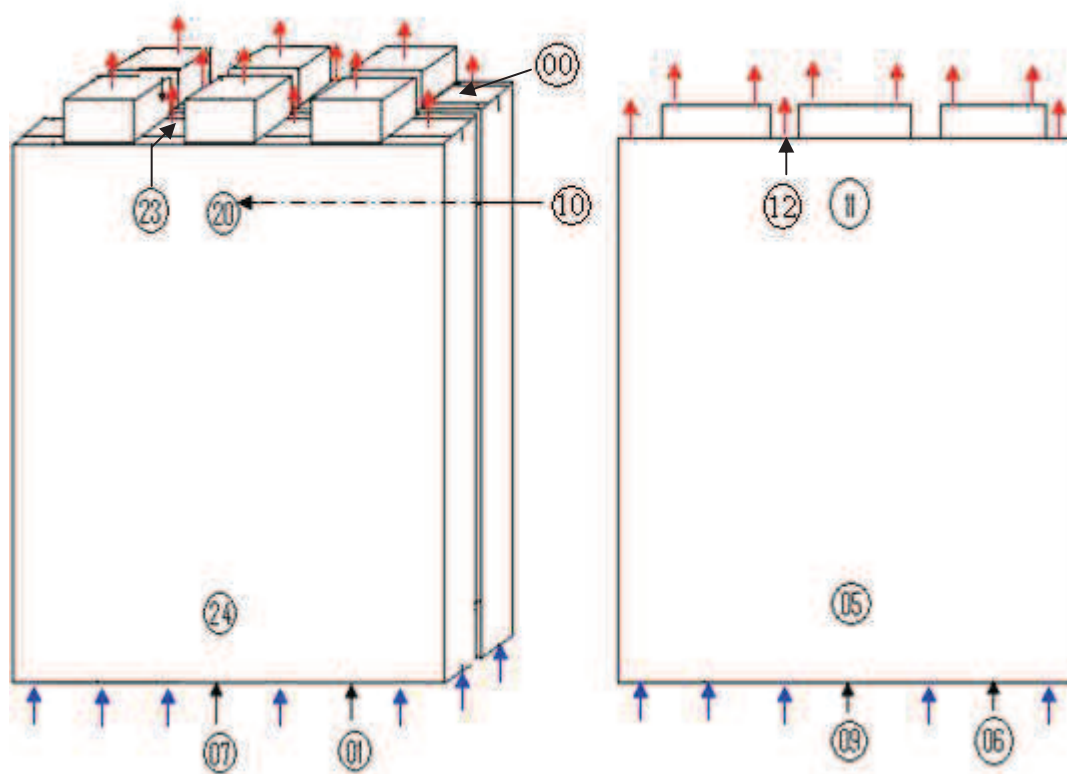


Fig. 50. Variation de la température faces latérales pour 272W

### **III. 4. Disposition N° 4 : essais sans ventilation**

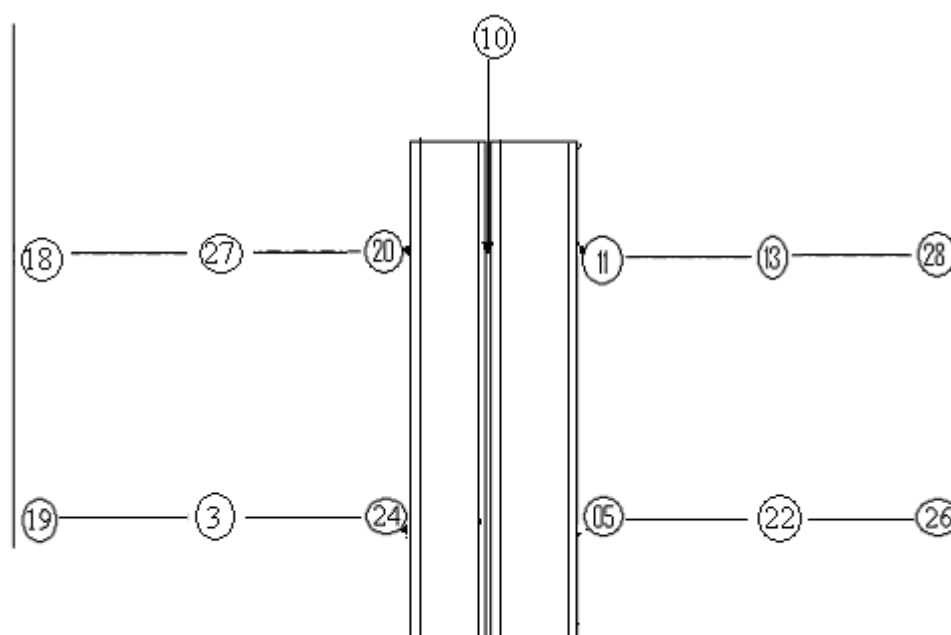
Dans cette partie, vu que le dispositif de refroidissement doit fonctionner sans un système de ventilation, les essais sont effectués sans ventilation pour voir la répartition de température dans l'ensemble de l'armoire. Quelques changements sur l'emplacement des thermocouples dans le but d'avoir plus d'informations sur la répartition de la température dans d'autre point de l'ensemble armoire et boîtiers.

- le thermocouple N°29 est toujours destiné pour mesurer la température de l'air ambiant
- le thermocouple N°10 est placé entre les deux boîtiers.
- des thermocouples sont placés à l'extrémité des faces avant des boîtiers, pour voir s'ils ont un comportement uniformes horizontalement et verticalement.
- Un grand nombre de thermocouples est mis entre l'air, les parois de l'armoire et les faces latérales.
- les thermocouples N° 1, 9, 7, 6 sont toujours à l'entrée des boîtiers.
- trois thermocouples N°0, 21, 23 sont mis dans la sortie des boîtiers entre l'espacement qui sépare les ventilateurs.

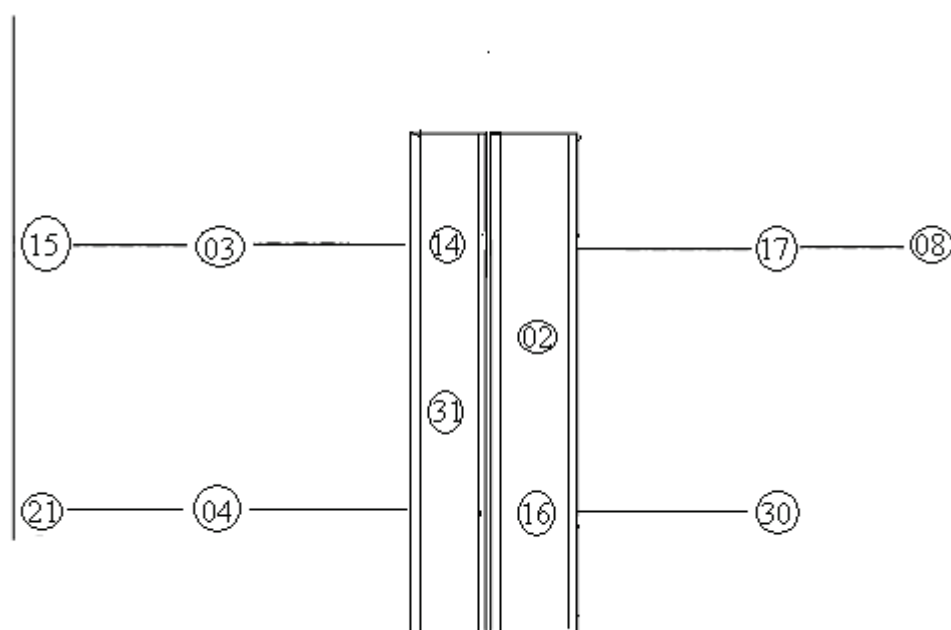


(a)





(b)



(c)

Fig. 51. (a) et (b) et (c) Répartition des thermocouples pour la disposition N°3

Nom fichier	Essais N°1	Nom fichier	Essais N°2
MB1	V = 15.99 V	MB2	V = 15.83 V
	I = 1.25 A		I = 1.25 A
	P = 20.7 W		P = 19.69 W
MB3	V = 23.39 V	MB4	V = 23.58 V
	I = 1.844 A		I = 1.86 A
	P = 43.21 W		P = 43.81 W

Tableau 4. Conditions utilisées pour la disposition N°4.

**Répartition de la température à l'entrée de l'élément chauffant:**

- A l'entrée, la température de l'air est maximale au milieu des boîtiers, les températures des thermocouples N°7 et N°9 sont symétriques, des faibles températures aux extrémités des boîtiers (thermocouples N°1 et N°6). Ce phénomène est répétitif et est observé pour les puissances de 20,07W et 43,81W.

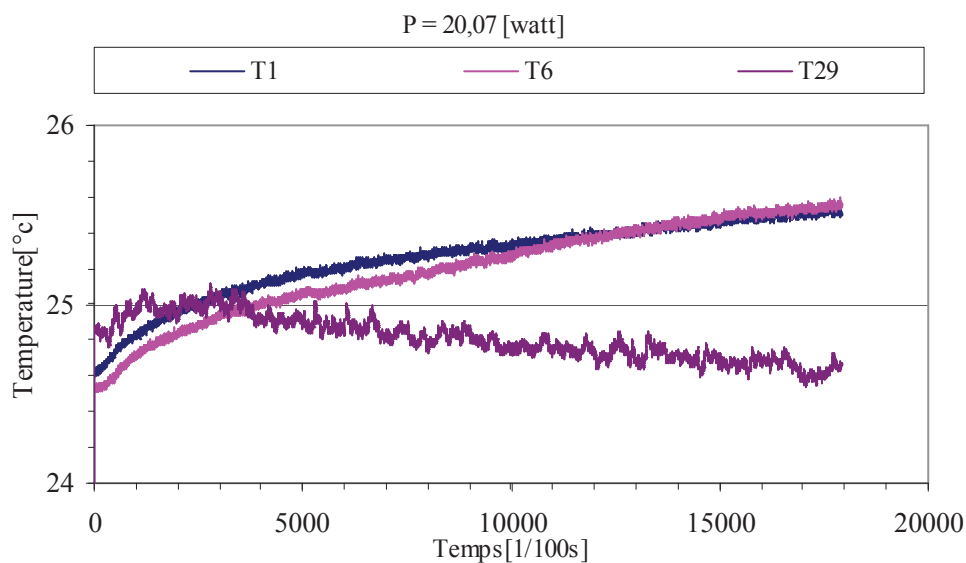


Fig.52. Variation de la température à l'entrée de l'élément chauffant pour 20.07W

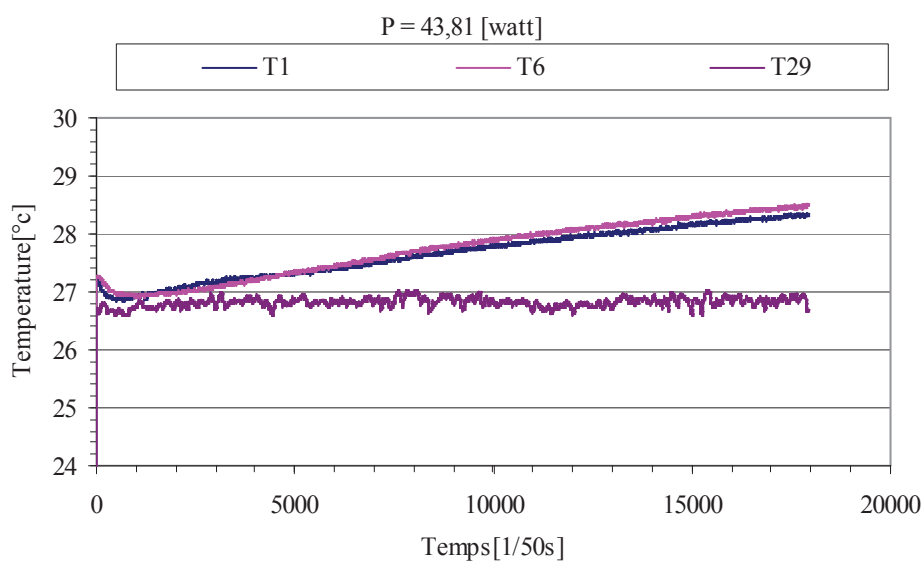


Fig. 53. Variation de la température à l'entrée de l'élément chauffant pour 43.81W

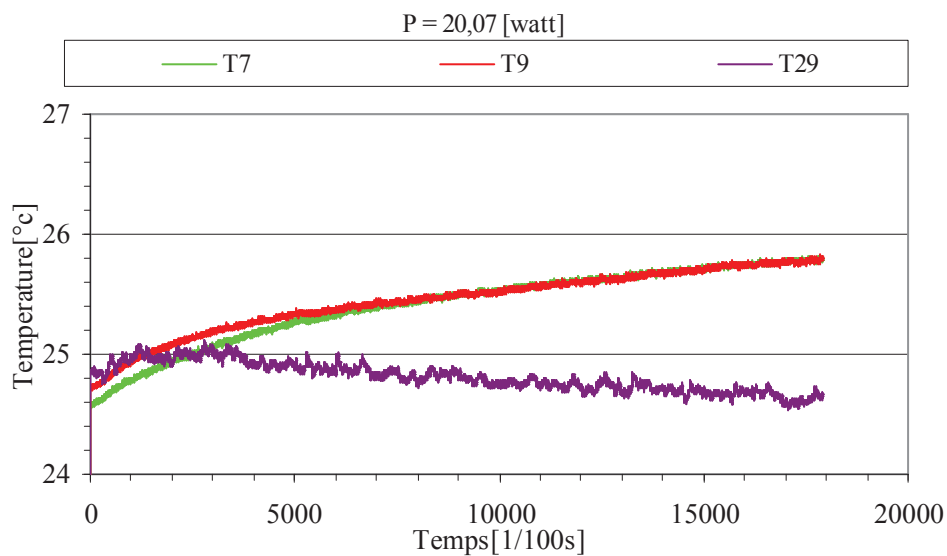


Fig.54. Variation de la température à l'entrée de l'élément chauffant pour 20.07W

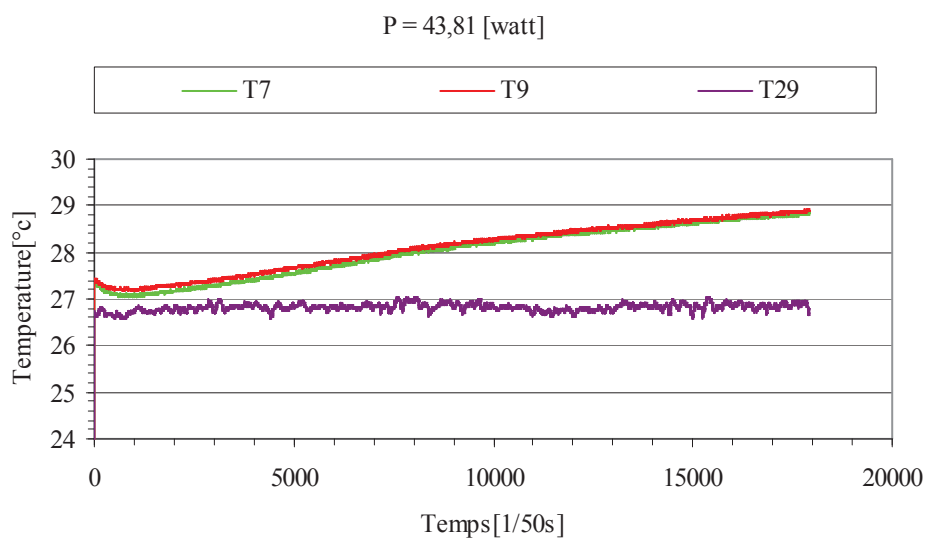


Fig.55. Variation de la température à l'entrée de l'élément chauffant pour 43.81W

**Répartition de la température à la sortie de l'élément chauffant:**

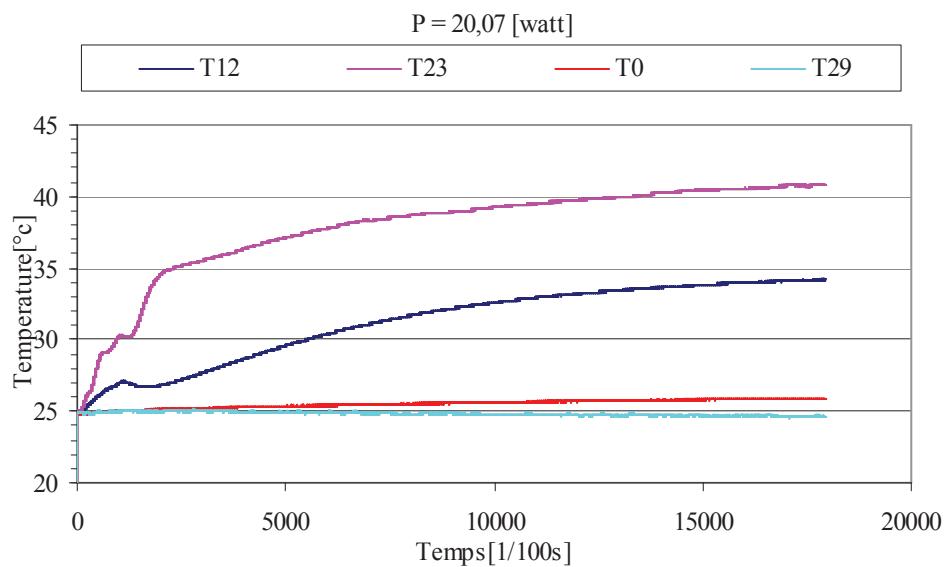


Fig.56. Variation de la température à la sortie de l'élément chauffant pour 20.07W

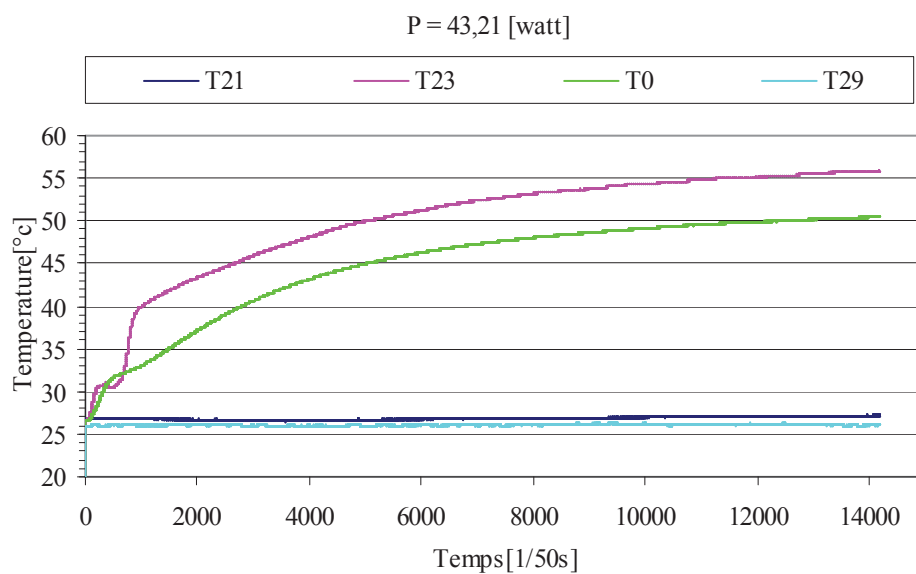


Fig. 57. Variation de la température à la sortie de l'élément chauffant pour 43.21W

**Répartition de la température entre les faces latérales des boîtiers :**

- la température des parois de l'armoire au niveau de l'extrémité des boîtiers coté porte sont identique, thermocouples N°8 et N°15, thermocouples N°13 et N°17, thermocouples N°22 et N°30 par contre les températures de l'air elles ont un petit écart.

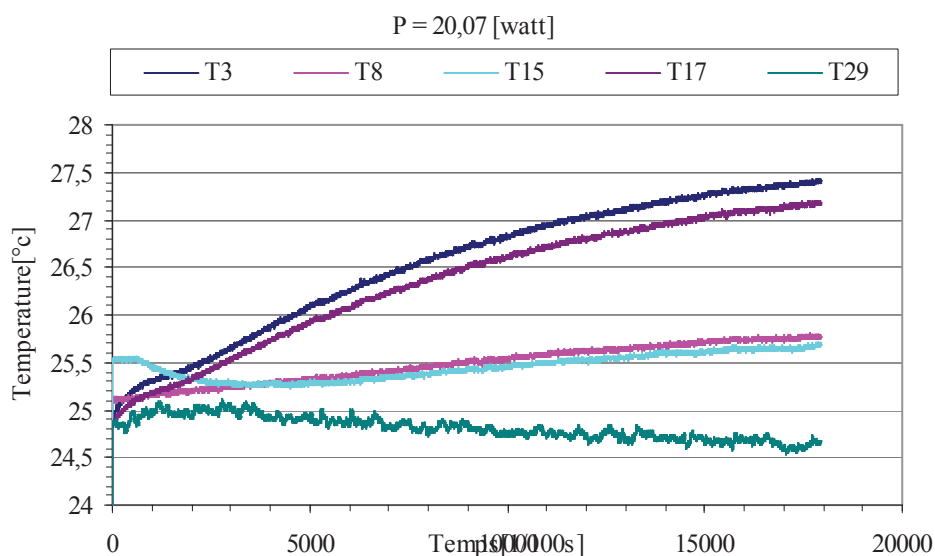


Fig. 58. Variation de la température entre boîtiers et armoire pour 20.07W

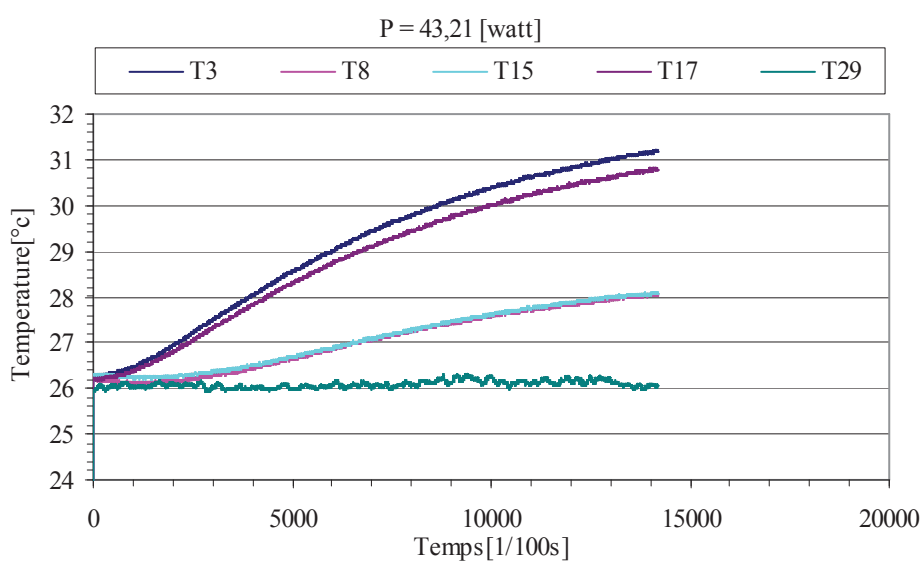


Fig. 59. Variation de la température entre boîtiers et armoire pour 42.21W

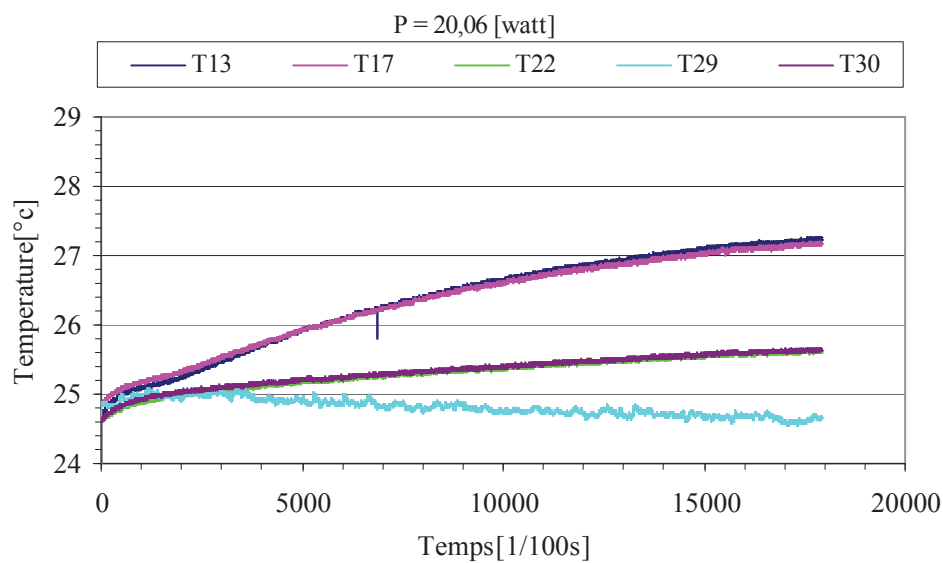


Fig. 60. Variation de la température entre boîtiers et armoire pour 20.06W

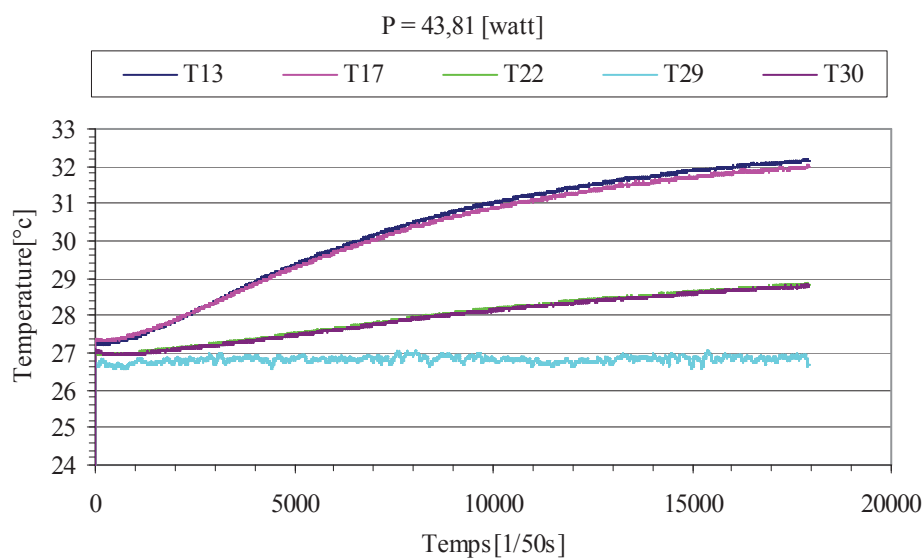


fig. 54. Variation de la température entre boîtiers et armoire pour 43.81W

# Fiches Internationales de Sécurité Chimique

**n-PENTANE**

**ICSC: 0534**



Pentane normal

Pentane



Masse moléculaire: 72.2

N° ICSC : 0534

N° CAS : 109-66-0

N° RTECS : [RZ9450000](#)

N° ONU : 1265


N° CE : 601-006-00-1

19.10.1999 Revu en réunion



TYPES DE RISQUES/ EXPOSITIONS	RISQUES/ SYMPTOMES AIGUS	PREVENTION	PREMIER SECOURS/ AGENTS D'EXTINCTION
<b>INCENDIE</b>	Très inflammable.	PAS de flammes nues, PAS d'étincelles et interdiction de fumer. PAS de contact avec les agents oxydants forts.	Poudre, AFFF, mousse, dioxyde de carbone.
<b>EXPLOSION</b>	Les mélanges air/vapeur sont explosifs.	Système en vase clos, ventilation, équipement électrique et éclairage protégés contre les explosions. Eviter l'accumulation de charges électrostatiques (par mise à la terre, par exemple). NE PAS employer d'air comprimé pour remplir, vider ou manipuler. Employer des outils antidéflagrants.	En cas d'incendie: maintenir les fûts, etc., à basse température en les arrosant d'eau.
<b>CONTACT</b>			




PHYSIQUE			
• INHALATION	Vertiges. Somnolence. Maux de tête. Nausées. Perte de conscience. Vomissements.	Ventilation, aspiration locale ou protection respiratoire.	Air frais, repos. Consulter un médecin.
• PEAU	Peau sèche.	Gants de protection.	Retirer les vêtements contaminés. Rincer et laver la peau abondamment à l'eau et au savon.
• YEUX		Lunettes de protection fermées ou protection oculaire associée à une protection respiratoire.	Rincer d'abord abondamment à l'eau pendant plusieurs minutes (retirer si possible les lentilles de contact), puis consulter un médecin.
• INGESTION	(Voir Inhalation).	Ne pas manger, ne pas boire ni fumer pendant le travail.	Rincer la bouche. NE PAS faire vomir. Donner abondamment à boire. Repos. Consulter un médecin.
DEVERSEMENTS & FUITES		STOCKAGE	CONDITIONNEMENT & ETIQUETAGE
Evacuer la zone dangereuse! Consulter un expert! Ventilation. Recueillir le liquide répandu autant que possible dans des récipients hermétiques. Absorber le liquide restant avec du sable ou avec un absorbant inerte et emporter en lieu sûr. NE PAS rejeter à l'égout. (Protection individuelle spéciale: appareil de protection respiratoire autonome).		A l'épreuve du feu. Séparer des oxydants forts. Conserver au froid. Bien fermer.	Symbole F R: 11 S: 1/2-9-16-29-33 Classe de danger ONU: 3 Classe d'emballage ONU: I
			
VOIR IMPORTANTES INFORMATIONS AUDOS			
ICSC: 0534			
Préparé dans le cadre de la coopération entre le Programme International sur la Sécurité Chimique et la Commission Européenne (C) 1999			

# Fiches Internationales de Sécurité Chimique

n-PENTANE

ICSC: 0534

D	ASPECT PHYSIQUE; APPARENCE:	VOIES D'EXPOSITION:
O	LIQUIDE INCOLORE, D'ODEUR CARACTERISTIQUE.	La substance peut être absorbée par l'organisme par inhalation de ses vapeurs et par ingestion.
N	DANGERS PHYSIQUES:	RISQUE D'INHALATION:
N	La vapeur est plus lourde que l'air et peut se propager au niveau du sol; inflammation à distance possible Peut s'accumuler dans les dépressions	Une contamination dangereuse de l'air est rapidement atteinte lors de

E  E  S          I  M   P   O   R   T   A   N   T   E   S	provoquant un appauvrissement en oxygène.	l'évaporation de cette substance à 20°C.
	<b>DANGERS CHIMIQUES:</b> Réagit avec les oxydants forts (tels que les peroxydes, les nitrates et les perchlorates), en provoquant des risques d'incendie et d'explosion. Attaque certaines formes de plastique, le caoutchouc et les recouvrements de surface.	<b>EFFETS DES EXPOSITIONS DE COURTE DUREE:</b> L'ingestion du liquide peut entraîner une aspiration au niveau des poumons avec un risque de pneumopathie. La substance peut avoir des effets sur le système nerveux central.
	<b>LIMITES D'EXPOSITION PROFESSIONNELLE (LEP):</b> TLV: 600 ppm (ACGIH 1999) MAK: 1000 ppm; 2950 mg/m <sup>3</sup> ; (MAK 1995).	<b>EFFETS DES EXPOSITIONS PROLONGEES OU REPETEEES:</b> Un contact répété ou prolongé avec la peau peut causer une dermatite.
	<b>PROPRIETES PHYSIQUES</b>	Densité relative du mélange air/vapeur à 20°C (air = 1) : 1.8 Point d'éclair : -49°C c.f. Température d'auto-inflammation : 309°C Limites d'explosivité en volume % dans l'air : 1.5-7.8 Coefficient de partage octanol/eau tel que log Poe : 3.39
	<b>DONNEES ENVIRONNEMENTALES</b>	
<b>NOTES</b>		

Une concentration élevée dans l'air provoque un déficit en oxygène avec un risque de perte de conscience ou de mort. Vérifier la teneur en oxygène de l'air avant de pénétrer dans la zone. Skellysolve A est un nom commercial.

Carte de données d'urgence pour le transport: TREMCARD (R)-592/30G30.  
Code NFPA: H 1; F 4; R 0.

AUTRES INFORMATIONS	
<a href="#">Valeurs limites d'exposition professionnelle d'application en Belgique.</a>	
<b>ICSC: 0534</b>	<b>n-PENTANE</b>
(C) PISSC, CCE, 1999	
<b>NOTICE LEGALE IMPORTANTE:</b>	La CCE de même que le PISSC, les traducteurs ou toute personne agissant au nom de la CCE ou du PISSC ne sont pas responsables de l'utilisation qui pourrait être faite de cette information. Cette fiche exprime l'avis du comité de révision du PISSC et peut ne pas toujours refléter les recommandations de la législation nationale en la matière. L'utilisateur est donc invité à vérifier la conformité des fiches avec les prescriptions en usage dans son pays.